



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE
FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA
PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE AMBATO”

AUTOR: Saquina Bautista Alex Bladimir

TUTOR: Ing. Jorge Guamanquispe Mg.

AMBATO – ECUADOR

2019

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

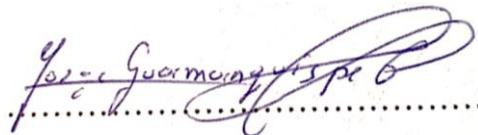
En mi calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE AMBATO”. Elaborado por el Sr. Saquina Bautista Alex Bladimir, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

- Que la presente tesis es original de su autor.
- Ha sido revisada en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Mayo de 2019

EL TUTOR

A handwritten signature in blue ink, reading "Jorge Patricio Guamanquispe Tosa", written over a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Tosa

C.C. 1802039485

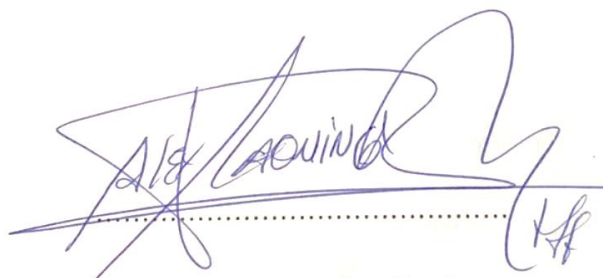
AUTORÍA

Yo, Alex Bladimir Saquina Bautista, portador de la C.C. 1805055793 tengo a bien declarar que el contenido del proyecto técnico con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE AMBATO”, son absolutamente auténticos, originales y de absoluta responsabilidad del autor; con la excepción de las fuentes bibliográficas que se encuentran citadas en dicho proyecto técnico.

Los criterios desarrollados como ideas, contenidos, análisis, resultados conclusiones y recomendaciones son de responsabilidad de mi persona, como autor del presente proyecto técnico.

Ambato, Julio de 2019

EL AUTOR



Alex Bladimir Saquina Bautista

C.C. 1805055793

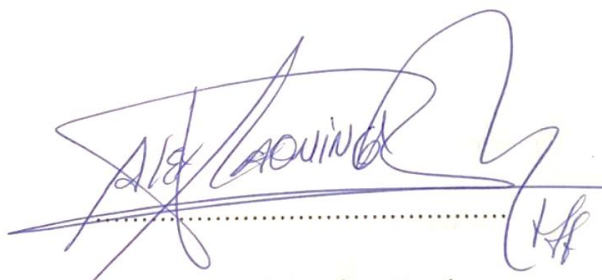
DERECHOS DE AUTOR

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

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

Ambato, Julio de 2019

EL AUTOR



Alex Bladimir Saquina Bautista

C.C. 1805055793

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

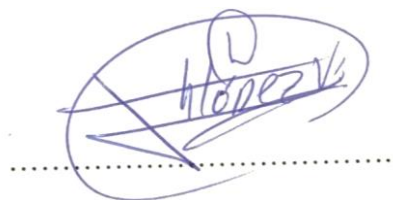
El Tribunal de Grado del presente Proyecto Técnico conformada por los señores docentes: Ing. Mg. César Arroba e Ing. Mg. Jorge López, revisó y aprobó el Informe Final del Trabajo de Titulación con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE AMBATO”** elaborado y presentado por el señor Alex Bladimir Saquina Bautista, de acuerdo al Reglamento de Graduación para Obtener el Título Terminal de Tercer Nivel de la Universidad técnica de Ambato.

Ambato, Julio del 2019

Para constancia firman:

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized 'C' and 'A' followed by 'Arroba', written over a horizontal dotted line.

Ing. Mg. César Arroba
DOCENTE CALIFICADOR

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized 'J' and 'L' followed by 'López', written over a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Jorge López
DOCENTE CALIFICADOR

DEDICATORIA

Dedico este trabajo primeramente a Dios por darme la salud y sabiduría para afrontar mis retos de todos los días.

A mi hijo Iker Sebastián que es mi inspiración y el motor de mi vida ya que por el lucho día a día.

A mis padres Jorge y Herminia, por siempre estar en los buenos y malos momentos de mi vida dándome sus consejos y enseñanzas.

A mi hermana Ibeth Carmita, por su apoyo incondicional.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por tenerme junto a mi familia por llenarnos de bendiciones y salud.

Agradezco a mis padres que siempre confiaron en mí, gracias por sus sacrificios y consejos que fueron fundamental en este camino.

A la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, a todos sus docentes que contribuyeron con sus conocimientos en mi carrera universitaria, en especial al ingeniero Jorge Guamanquispe, tutor de esta tesis por el apoyo y la guía para el desarrollo de este proyecto.

A la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda. por permitirme desarrollar este proyecto técnico.

ÍNDICE DE CONTENIDO

PÁGINAS PRELIMINARES

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	I
CERTIFICACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA.....	III
DERECHOS DE AUTOR	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS	XVIII
RESUMEN EJECUTIVO	XXIV
EXECUTIVE SUMMARY.....	XXV
CAPÍTULO I.....	1
DISEÑO	1
1.1 Tema del proyecto técnico	1
1.2 Antecedentes	1
1.3 Justificación.....	2
1.4 Objetivos	3
1.4.1 Objetivo general	3
1.4.2 Objetivos específicos	3
CAPITULO II	4
FUNDAMENTOS	4
2.1 Investigaciones previas	4
2.2 Fundamentación teórica	6
2.2.1 Pulpa.....	6

2.2.2	Pulpa de frutas.....	6
2.2.3	Proceso de despulpado de pulpas de fruta	6
2.2.4	Máquina despulpadora de fruta.....	9
2.2.5	Tipos de despulpadoras de fruta.....	9
2.2.6	Partes principales de una máquina despulpadora.....	13
2.2.7	Acero inoxidable en la producción de maquinaria para la industria alimenticia.....	15
2.2.8	Materiales.....	15
2.2.9	Soldadura en aceros Inoxidables.....	16
2.2.10	Procedimientos de soldadura más usados en aceros inoxidables	17
2.2.11	Teoría de la distorsión	18
2.2.12	Factor de seguridad	19
2.2.13	Diseño por resistencia a la fatiga.....	19
2.2.14	Selección de motor eléctrico	20
2.2.15	Diseño de pernos	20
CAPITULO III.....		24
DISEÑO DEL PROYECTO		24
3.1	Selección de alternativas	24
3.1.1	Alternativa 1: Despulpadora industrial horizontal inclinada	24
3.1.2	Alternativa 2: Despulpadora industrial tipo horizontal.....	26
3.1.3	Alternativa 3: Despulpadora industrial vertical	27
3.1.4	Parámetros para la selección de alternativas.....	28
3.1.5	Evaluación por método ordinal corregido de criterios ponderados	29
3.1.6	Valores de criterios	29
3.1.7	Evaluación.....	29
3.1.8	Resultados de la valoración total de las alternativas.....	35
3.2	Cálculo del modelo operativo	36
3.2.1	Parámetros de diseño.....	36

3.3	Diseño de elementos	43
3.3.1	Diseño de tolva de alimentación de fruta.....	43
3.3.2	Diseño de cuchillas de corte de fruta	51
3.3.3	Diseño de paletas.....	62
3.3.4	Diseño de soporte de paletas	72
3.3.5	Análisis estático sistema de paletas por análisis de elementos finitos en software.....	78
3.3.6	Selección de motor	81
3.3.7	Selección de correa	88
3.3.8	Diseño de eje motriz principal	101
	Rodamientos del eje motriz.....	127
3.3.9	Diseño de pernos del sistema de paletas	136
3.3.10	Diseño de chaveta para el sistema de corte y paletas	141
3.3.11	Diseño de chaveta para polea	143
3.3.12	Diseño de soldadura del sistema de corte.....	144
3.3.13	Diseño de soldadura del soporte de paletas.....	147
3.3.14	Análisis estático de pernos sujetadores de la puerta de la cámara de despulpado por análisis de elementos finitos mediante software.....	149
3.3.15	Análisis estático de pernos de unión entre la tolva con la cámara de corte por análisis de elementos finitos mediante software.....	154
3.3.16	Diseño de soporte de bisagra.....	157
3.3.17	Diseño de tamiz.....	161
3.3.18	Análisis estático de la estructura de la cámara de despulpado por elementos finitos.	164
3.3.19	Análisis estático de la estructura de la máquina despulpadora de fruta por elementos finitos mediante software.....	170
3.3.20	Diseño de circuito eléctrico	177
3.4	Construcción de la máquina despulpadora de frutas.....	179
3.4.1	Requerimientos de construcción	179

3.4.2 Presupuesto	193
3.5 Pruebas de funcionamiento	195
3.5.1 Prueba de funcionamiento a vacío	196
3.5.2 Prueba de funcionamiento a plena carga.....	197
3.6 Manual de funcionamiento y mantenimiento.....	199
3.6.1 Manual de funcionamiento.....	199
3.6.2 Manual de mantenimiento.....	202
CAPITULO IV.....	205
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	205
4.1 Conclusiones	205
4.2 Recomendaciones.....	206
BIBLIOGRAFÍA	207
ANEXOS	212
Anexo A1	212
Anexo B1	213
Anexo B2	213
Anexo B3	213
Anexo B4	214
Anexo B5	214
Anexo B6	215
Anexo B7	215
Anexo B8	215
Anexo B9	216
Anexo B10	216
Anexo B11	217
Anexo C1	218
Anexo C2	218
Anexo C3	219

Anexo D1	220
Anexo E1.....	221
Anexo E2.....	221
Anexo E3.....	222
Anexo E4.....	222
Anexo E5.....	223
Anexo E6.....	224
Anexo E7.....	225
Anexo E8.....	226
Anexo E9.....	226
Anexo F1.....	227
Anexo F2.....	228
Anexo F3.....	228
Anexo F4.....	229
Anexo F5.....	229
Anexo F6.....	230
Anexo G1	231
Anexo H1	232
Anexo I1.....	233
Anexo J1	234
Anexo J2	235
Anexo K1	236
Anexo L1.....	237
ARTÍCULO TÉCNICO	248
PLANOS	257

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Proceso de elaboración de pulpa de fruta.	7
Figura 2-2 Despulpado.	8
Figura 2-3 Tipos de despulpadora.	9
Figura 2-4 Despulpadora manual.	10
Figura 2-5 Despulpadora Semi-Industrial.	10
Figura 2-6 Despulpadora de disco.	11
Figura 2-7 Despulpadora horizontal.	12
Figura 2-8 Despulpadora horizontal inclinada.	12
Figura 2-9 Despulpadora Vertical.	13
Figura 2-10 Partes de una Despulpadora.	13
Figura 2-11 Proceso de soldadura MIG.	18
Figura 2-12 Conexión con perno cargada a tensión por las fuerzas P.	21
Figura 3-1 Proceso de despulpado para maracuyá, taxo, guanábana, tamarindo, piña de la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.	37
Figura 3-2 Proceso de despulpado para mora, tomate, naranjilla, fresa, papaya, guayaba de la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.	37
Figura 3-3 Proceso de despulpado para mango de la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.	38
Figura 3-4 Altura de la bancada.	43
Figura 3-5 Diseño de la tolva.	44
Figura 3-6 Volumen que contiene la tolva.	45
Figura 3-7 Cargas sobre la tolva de ingreso.	45
Figura 3-8 Tensión de Von Mises de la tolva.	48

Figura 3-9 Desplazamiento resultante de la tolva.	49
Figura 3-10 Factor de seguridad de la tolva.	49
Figura 3-11 Frecuencia frente a número de modos.	50
Figura 3-12 Sistema de corte.	51
Figura 3-13 Cuchilla del sistema de corte.	52
Figura 3-14 Diagrama de cuerpo libre de la chuchilla.	53
Figura 3-15 Diagrama de fuerza cortante de la cuchilla.	54
Figura 3-16 Diagrama de momento flector de la cuchilla.	54
Figura 3-17 Tensión de Von Mises del sistema de corte.	60
Figura 3-18 Desplazamiento resultante del sistema de corte.	60
Figura 3-19 Factor de seguridad del sistema de corte.	61
Figura 3-20 Carga distribuida en el sistema de paletas.	63
Figura 3-21 Diagrama de cuerpo libre de la paleta.	64
Figura 3-22 Diagrama de esfuerzo cortante de la paleta.	64
Figura 3-23 Diagrama de momento flector de la paleta.	65
Figura 3-24 Tensión de Von Mises de la paleta.	70
Figura 3-25 Desplazamiento resultante de la paleta.	71
Figura 3-26 Factor de seguridad de la paleta.	71
Figura 3-27 Sistema de Paletas.	72
Figura 3-28 Soporte de paletas con dirección de su carga y distancia a la carga.	73
Figura 3-29 Diagrama de cuerpo libre del soporte de paletas.	73
Figura 3-30 Diagrama de esfuerzo cortante del soporte de paletas.	74
Figura 3-31 Diagrama de momento flector del soporte de paletas.	74

Figura 3-32 Tensión Von Mises de sistema de paletas.....	79
Figura 3-33 Desplazamiento resultante del sistema de paletas.....	80
Figura 3-34 Factor de seguridad para el sistema de paletas.....	80
Figura 3-35 Sistema de corte, paletas y eje motriz.	81
Figura 3-36 Momento de inercia del sistema de corte.	82
Figura 3-37 Momento de inercia del soporte de paletas.	83
Figura 3-38 Momento de inercia de la paleta.....	84
Figura 3-39 Selección de la sección de la correa	90
Figura 3-40 Ángulos y tenciones entre poleas y correas.....	99
Figura 3-41 Diseño del sistema motriz de la despulpadora.	101
Figura 3-42 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.	102
Figura 3-43 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano x-y.	107
Figura 3-44 Diagrama de cuerpo libre por el método de los tres momentos en el plano x-y.	108
Figura 3-45 Tramo AB del eje motriz en el plano x-y.....	109
Figura 3-46 Tramo BC del eje motriz en el plano x-y.	110
Figura 3-47 Tramo CF del eje motriz en el plano x-y.....	110
Figura 3-48 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz en el plano x-y.	111
Figura 3-49 Diagrama de momento flector del eje motriz en el plano x-y.	111
Figura 3-50 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano x-z.....	112
Figura 3-51 Diagrama de cuerpo libre por el método de los tres momentos en el plano x-z.....	112
Figura 3-52 Tramo AB del eje motriz en el plano x-z.	114
Figura 3-53 Tramo BC del eje motriz en el plano x-z.	114

Figura 3-54 Tramo CF del eje motriz en el plano x-z.....	115
Figura 3-55 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz en el plano x-z.	116
Figura 3-56 Diagrama de momento flector del eje motriz en el plano x-y.....	116
Figura 3-57 Diámetros del eje y radio de chaflán.....	122
Figura 3-58 Momento flector alterno con inversión.....	124
Figura 3-59 Momento torsor alterno.....	125
Figura 3-60 Rodamientos en el eje motriz en los puntos B, C y F.	128
Figura 3-61 Rodamiento sosteniendo al eje en la puerta de la cámara de despulpado.	134
Figura 3-62 Fruta de mango en el interior del tamiz.....	137
Figura 3-63 Soldadura a filete de perfil rectangular.	145
Figura 3-64 Pernos sujetadores de la puerta de la cámara de despulpado.	149
Figura 3-65 Fuerza sobre los fijadores de la puerta.....	150
Figura 3-66 Análisis estático del perno 9/16” en el sistema de sujeción de la puerta.	151
Figura 3-67 Tensión de Von Mises del sistema de sujeción.....	152
Figura 3-68 Desplazamiento resultante del sistema de sujeción.....	153
Figura 3-69 Factor de seguridad del sistema de sujeción.	153
Figura 3-70 Sistema de corte, tolva y empaque.	154
Figura 3-71 Análisis estático del perno M8 para sujeción de la tolva.	156
Figura 3-72 Puerta se cámara de despulpado.....	157
Figura 3-73 Tensión Von Mises del soporte.....	159
Figura 3-74 Desplazamiento resultante del soporte.....	160
Figura 3-75 Factor de seguridad para el soporte.....	161

Figura 3-76 Partes de la cámara de despulpado.	164
Figura 3-77 Fuerzas sobre la estructura de la cámara de despulpado.	165
Figura 3-78 Tensión de la estructura de la cámara de despulpado.	168
Figura 3-79 Desplazamiento de la estructura de la cámara de despulpado.....	168
Figura 3-80 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado... 169	
Figura 3-81 Partes principales de la máquina despulpadora.....	170
Figura 3-82 Fuerzas sobre la estructura de la cámara de despulpado.	170
Figura 3-83 Tensión Von Mises de la estructura.	174
Figura 3-84 Desplazamiento de la estructura de la cámara de despulpado.....	175
Figura 3-85 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado... 176	
Figura 3-86 Circuito de potencia de la máquina despulpadora.....	177
Figura 3-87 Circuito de mando de la máquina despulpadora.	178
Figura 3-88 Componentes principales de la máquina.	200

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Tipos de aceros inoxidable.....	16
Tabla 2-2 Comparativa entre la soldadura en aceros inoxidable austeníticos vs aceros carbono.....	16
Tabla 3-1 Detalles de la máquina despulpadora industrial horizontal inclinada. .	25
Tabla 3-2 Detalles de la máquina despulpadora industrial horizontal.	26
Tabla 3-3 Detalles de la máquina despulpadora vertical.	27
Tabla 3-4 Valoración del peso específico de cada parámetro.....	30
Tabla 3-5 Valoración de criterio de costo.....	31
Tabla 3-6 Valoración de criterio de facilidad de construcción.	32
Tabla 3-7 Valoración de criterio de facilidad de montaje.....	32
Tabla 3-8 Valoración de criterio de capacidad de producción.....	32
Tabla 3-9 Valoración de criterio de calidad de despulpado.....	33
Tabla 3-10 Valoración de criterio de facilidad de operación.....	33
Tabla 3-11 Valoración de criterio de facilidad de mantenimiento.....	33
Tabla 3-12 Valoración de criterio de peso.	34
Tabla 3-13 Valoración de criterio de seguridad.....	34
Tabla 3-14 Valoración de criterio de tiempo de despulpado.	34
Tabla 3-15 Valoración total de las alternativas.....	35
Tabla 3-16 Peso, volumen y densidad de las frutas.	39
Tabla 3-17 Potencia eléctrica en vacío.....	40
Tabla 3-18 Fuerza de corte del maracuyá.	41
Tabla 3-19 Espesor de semillas.....	42

Tabla 3-20 Propiedades del material.....	47
Tabla 3-21 Condiciones de carga para la tolva.....	47
Tabla 3-22 Tensión de Von Mises de la tolva para diferentes espesores.	48
Tabla 3-23 Desplazamientos resultantes de la tolva para diferentes espesores. ...	49
Tabla 3-24 Factor de seguridad de la tolva para diferentes espesores.	50
Tabla 3-25 Propiedades del material.....	59
Tabla 3-26 Condiciones de carga del sistema de corte.	59
Tabla 3-27 Tensión de Von Mises para diferentes espesores de cuchillas en el sistema de corte.....	60
Tabla 3-28 Desplazamientos resultantes para diferentes espesores de cuchillas en el sistema de corte.....	61
Tabla 3-29 Factor de seguridad para diferentes espesores de cuchillas en el sistema de corte.....	61
Tabla 3-30 Propiedades del material.....	69
Tabla 3-31 Condiciones de carga de la paleta.....	69
Tabla 3-32 Tensión de Von Mises para una paleta de un espesor de 6 mm.	70
Tabla 3-33 Desplazamiento resultante para una paleta de un espesor de 6 mm...	71
Tabla 3-34 Factor de seguridad para una paleta de un espesor de 6 mm.....	72
Tabla 3-35 Propiedades del material.....	78
Tabla 3-36 Condiciones de carga de la paleta.....	79
Tabla 3-37 Tensión Von Mises para el sistema de paletas con una paleta de espesor de 5 mm.....	79
Tabla 3-38 Desplazamiento resultante para el sistema de paletas con una paleta de espesor de 5 mm.....	80

Tabla 3-39 Factor de seguridad para el sistema de paletas con una paleta de espesor de 5 mm.....	80
Tabla 3-40 Datos del motor WEG W22 3HP.....	88
Tabla 3-41 Horas de trabajo y velocidad de la despulpadora.	88
Tabla 3-42 Factores de servicio valores de coeficiente de corrección.....	89
Tabla 3-43 Diámetros aconsejados según el tipo de sección de la correa.	91
Tabla 3-44 Lista de medidas de correa tipo A.	93
Tabla 3-45 Factor de corrección $C\gamma$	95
Tabla 3-46 Prestaciones básicas P_b de las correas A.	95
Tabla 3-47 Prestaciones adicionales P_d de las correas A.	96
Tabla 3-48 Factor de corrección CL	97
Tabla 3-49 Cargas en rodamiento de bolas NTN.....	130
Tabla 3-50 Fuerza sometida sobre el perno sujetador.....	149
Tabla 3-51 Características del perno 9/16”.....	149
Tabla 3-52 Propiedades del material.....	150
Tabla 3-53 Condiciones de carga del sujetador.	150
Tabla 3-54 Resultados análisis estático del perno.....	151
Tabla 3-55 Tensión de Von Mises para el sistema de sujeción.	152
Tabla 3-56 Desplazamiento resultante para el sistema de sujeción.	153
Tabla 3-57 Factor de seguridad para el sistema de sujeción.....	153
Tabla 3-58 Características del perno M8.	155
Tabla 3-59 Propiedades del material.....	155
Tabla 3-60 Condiciones de carga para la tolva sujeta con los pernos.....	155

Tabla 3-61 Resultados análisis estático del perno.....	156
Tabla 3-62 Fuerza sobre el soporte.	158
Tabla 3-35 Propiedades del material.....	158
Tabla 3-36 Condiciones de carga de la paleta.....	158
Tabla 3-63 Tensión Von Mises para el soporte de espesor de 12 mm.....	159
Tabla 3-64 Desplazamiento resultante para el soporte de espesor de 12 mm.....	160
Tabla 3-65 Factor de seguridad para el soporte de espesor de 12 mm.	161
Tabla 3-66 Grupos de frutas según es espesor de la semilla.....	161
Tabla 3-67 Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 1.	162
Tabla 3-68 Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 2.	163
Tabla 3-69 Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 3.	163
Tabla 3-70 Peso sobre la estructura.	165
Tabla 3-71 Peso sobre la estructura.	166
Tabla 3-72 Tensión de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.	168
Tabla 3-73 Desplazamiento resultante de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.	169
Tabla 3-74 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.....	169
Tabla 3-75 Fuerzas sobre la estructura.....	171
Tabla 3-76 Peso sobre la estructura.	171
Tabla 3-77 Tensión Von Mises de la estructura para un ángulo A304.....	175
Tabla 3-78 Desplazamiento resultante de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.	175

Tabla 3-79 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.	176
Tabla 3-80 Materia prima para construcción de máquina despulpadora de fruta.	179
Tabla 3-81 Elementos normalizados para construcción de máquina despulpadora de fruta.	179
Tabla 3-82 Insumos para construcción de máquina despulpadora de fruta.	180
Tabla 3-83 Herramientas para construcción de máquina despulpadora de fruta.	180
Tabla 3-84 Equipos para construcción de máquina despulpadora de fruta.	181
Tabla 3-85 Maquinaria para construcción de máquina despulpadora de fruta. ..	181
Tabla 3-86 Instrumentos de medición para construcción de máquina despulpadora de fruta.	181
Tabla 3-87 EPP para construcción de máquina despulpadora de fruta.	181
Tabla 3-88 Ficha de procesos de construcción de la máquina.	183
Tabla 3-89 Ficha de procesos de ensamble de la máquina.	191
Tabla 3-90 Costos de materia prima.	193
Tabla 3-91 Costos de materiales normalizados.	194
Tabla 3-92 Total de costos directos.	195
Tabla 3-93 Total de costos indirectos.	195
Tabla 3-94 Datos medidos del motor a vacío.	196
Tabla 3-95 Verificación de sistemas y componentes a vacío.	197
Tabla 3-96 Potencia a plena carga.	198
Tabla 3-97 Eficiencia de despulpado obtenido.	198
Tabla 3-98 Capacidad de despulpado.	198

Tabla 3-99 Verificación de sistemas y componentes a plena carga.....	199
Tabla 3-100 Características de la máquina despulpadora.....	200
Tabla 3-101 Componentes principales de la máquina.....	201
Tabla 3-102 Cronograma de limpieza.....	202
Tabla 3-103 Cronograma de mantenimiento mecánico.....	202
Tabla 3-104 Cronograma de lubricación.....	203

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA
DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA
PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE
AMBATO”**

AUTOR: Alex Bladimir Saquinga Bautista

TUTOR: Ing. Jorge Guamanquispe Mg.

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico se basa en el diseño mecánico y la construcción de una máquina despulpadora de fruta bajo los parámetros establecidos como procesos de producción, capacidad, fuerza de corte, espesores de las semillas, densidad de la fruta y ergonomía.

La máquina despulpadora cuenta con una tolva diseñada para soportar la presión de la fruta de mayor densidad y el peso de las cajas al momento de depositar la fruta en su interior. La máquina tiene un sistema de corte diseñado para cortar maracuyá; esta fruta necesita mayor fuerza de corte al momento del despulpado.

La despulpadora cuenta con un juego de tamices diseñados para cada espesor de las semillas. En las pruebas de funcionamiento se constató la capacidad de 500 kilogramos por hora cumpliendo con la capacidad de la máquina, los elementos de la máquina son construidos en acero inoxidable austenítico AISI 304.

PALABRAS CLAVES: despulpadora, capacidad, tamiz, inoxidable, agrícola.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING CAREER

**"DESIGN AND CONSTRUCTION OF A FRUIT DUMPING MACHINE
WITH A CAPACITY OF 500 kg / h FOR THE COMPANY PRODUCTOS
DAJED SUIZA CIA. LTDA. OF THE CITY OF AMBATO "**

AUTHOR: Alex Bladimir Saquina Bautista

TUTOR: Ing. Jorge Guamanquispe Mg.

EXECUTIVE SUMMARY

The present technical project is based on the mechanical design and construction of a fruit pulping machine under the parameters established as production processes, capacity, cutting force, thickness of the seeds, fruit density and ergonomics.

The pulping machine has a hopper designed to withstand the pressure of the higher density fruit and the weight of the boxes at the time of depositing the fruit inside. The machine has a cutting system designed to cut passion fruit; This fruit needs greater cutting force at the time of pulping.

The pulper has a set of sieves designed for each thickness of the seeds. In the performance tests, the capacity of 500 kilograms per hour was verified, fulfilling the capacity of the machine, the elements of the machine are constructed in austenitic stainless steel AISI 304.

KEYWORDS: pulper, capacity, sieve, stainless, agricultural.

CAPÍTULO I

DISEÑO

1.1 TEMA DEL PROYECTO TÉCNICO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE AMBATO”

1.2 ANTECEDENTES

En el año de 1891 Otto Nicklaus Kuhl Von Derfectch de procedencia alemana había realizado la primera máquina despulpadora de café en la ciudad de Matagalpa en Nicaragua la cual constaba de dos cilindros con unas cabezas de tornillo apenas salidos en la superficie de los cilindros que lograba quitar la cáscara del grano de café la cual caía hacia bajo de la máquina mientras el café despulpado salía limpio por frente de la máquina. [1]

En el año de 1986 se construyó la primera máquina despulpadora destinada exclusivamente a despulpar fruta, diseñada por Ricardo Quirós del centro de investigación en tecnología de alimentos en Costa Rica. [2]

La producción industrial de zumos y pulpas de frutas nace en Estados Unidos, la industria de zumo de uva comenzó con la empresa Welch de New Jersey en 1869 donde se embotellaban el zumo de uva. En Florida la zona más importante en producción de zumos del mundo empezó a desarrollarse cuando se aplicó la pasteurización para conservar el zumo. [3]

En Ecuador en el año del 2004 existían pocos proveedores de pulpa de fruta lo cual era muy limitante para consumidores masivos como restaurantes, empresas de

catering, hoteles los cuales hoy en día necesitan de esta materia prima para producir postres, jugos entre otros platillos gourmet. [4]

En el mercado nacional existen un sin número de marcas las cuales exportan y venden al mercado nacional en diferentes presentaciones

1.3 JUSTIFICACIÓN

La producción de pulpa de fruta en nuestro país cada vez va en aumento gracias a la creciente demanda que existe en el mercado interno y en mercados internacionales produciendo pulpa de exportación. Por ende, los procesos de producción en las empresas cada vez se van modificando y adquiriendo maquinaria de punta que ayude con sus procesos.

Las empresas dedicadas a la producción de pulpa de frutas se ven en la obligación de estar en la vanguardia en cuanto a maquinaria industria y procesos de despulpado. Para ello, el diseño y construcción de una máquina despulpadora de frutas de acuerdo a las exigencias requeridas por la empresa como capacidad, demanda y tiempo, ayudará a optimizar el proceso de producción.

La provincia de Tungurahua, se ha caracterizado por ser un sector frutícola y buscar nuevas técnicas para la conservación de la fruta, ha optado por la extracción de pulpa de frutas creando empresas y al mismo tiempo nuevas fuentes de trabajo.

PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. de la ciudad de Ambato, es una empresa dedicada a la extracción de pulpa de fruta la cual tiene la necesidad de implementar a su sistema de producción una despulpadora de frutas con una capacidad de 500 kg/h. Con la implementación de dicha máquina se pretende mejorar tiempos de producción y calidad del producto.

El proyecto se aplicará de manera inmediata en la empresa para satisfacer la demanda de producción de pulpa de fruta, el mismo cuenta con el apoyo de la empresa PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. Brindando el libre acceso a sus instalaciones, áreas de procesos e información requerida para el desarrollo de

esta investigación, así como también con aporte de personal operacional y administrativo para el desarrollo del presente trabajo.

Para el proyecto se cuenta con una amplia información técnica de la empresa y también se cuenta con una vasta información bibliográfica acerca de diseño de maquinaria industrial.

Mediante la implantación de la máquina despulpadora de fruta en la empresa PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA LTDA, se promueve la mejora continua de su proceso de producción ofreciendo productos de alta calidad y satisfaciendo la demanda del mercado, por ende, el presente proyecto contribuye con el mejoramiento continuo de la empresa.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo general

Diseñar y construir una máquina despulpadora de frutas con una capacidad de 500 kg/h en la empresa PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA.

1.4.2 Objetivos específicos

- Determinar los parámetros de diseño para la construcción de la máquina despulpadora.
- Seleccionar la alternativa adecuada según los parámetros de diseño.
- Diseñar y seleccionar cada uno de los elementos de la máquina tomando en consideración los requerimientos para su uso.
- Construir la máquina basándose en el diseño obtenido mediante la determinación de los parámetros requeridos.
- Elaborar un manual de operación y mantenimiento de la máquina despulpadora de frutas.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina terminada.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS

2.1 INVESTIGACIONES PREVIAS

El presente proyecto técnico relaciona investigaciones y documentos sobre parámetros y diseño de máquinas despulpadoras, estas investigaciones ayudaran al desarrollo del proyecto.

“DEVELOPMENT OF A MACHINE FOR COLD PULPING OF TOMATO (Desarrollo de una máquina para pulpa de tomate en frío)” [5]

Artículo científico de University of Agriculture Faisalabad, en el Departamento de maquinaria agrícola y de alimentación, Pakistán.

En el desarrollo del proyecto se planteo investigar los métodos existentes para el procesamiento de pasta de tomate y fabricar una máquina que pueda aislar pulpa, semilla y la cáscara de tomate fresco sin actividad de calentamiento utilizando rodillos dentados y rodillos a fricción bajo temperatura fría. [5]

Las principales conclusiones del proyecto son:

- Los tejidos del tomate maduro tienen menor resistencia a la rotura que los tomates frescos, lo que ayuda a la maquina a extraer mayor porcentaje de pulpa.
- La mayor velocidad de los rodillos de 72 RPM aumento más el impulso, las fuerzas de inercia y el agarre de los tomates a comparación de una velocidad de 36 RPM. [5]

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PROCESADORA DE PULPA DE FRUTA PARA OBTENCIÓN DE JUGO A GRAN ESCALA” [6]

Trabajo de grado previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, Facultad de Ingeniería Mecánica, Cali.

El proyecto se basa en solucionar el proceso de extracción de la pulpa de frutas tropicales mediante una maquina despulpadora compuesta por sistema de alimentación, sistema de despulpado, sistema de salida de bagazo y pulpa, sistema de variación de velocidades. [6]

Las principales conclusiones del proyecto son:

- La longitud del tamiz de la máquina, de ir en función del tiempo que permanece la fruta en el interior de la máquina.
- La fruta como guayaba, guanábana y mango al ingresar a la maquina duplican la carga requerida por el motor por lo tanto deben ser cortados o destrozados antes de ingresar a la maquina despulpadora. [6]

“EFFECTS OF DE-PULPING SPEED AND FERMENTATION PERIOD OF BREADFRUIT ON THE DE-PULPING EFFICIENCY OF A CONTINUOUS PROCESS BREADFRUIT DE-PULPING MACHINE (Efectos de la velocidad de despulpado y el período de fermentación de panapén sobre la eficiencia de eliminación de pulpa de una máquina de despulpado de panapén de proceso continuo)” [7]

Artículo científico de Nnamdi Azikiwe University, Departamento de Ingeniería Mecánica, Awka.

El proyecto presenta la evaluación de el desempeño de una maquina despulpadora de panapén, los efectos de la velocidad de despulpado y el periodo de fermentación de la fruta. [7]

Las principales conclusiones del proyecto son:

- El periodo de fermentación de la fruta de panapén tiene un efecto significativo en la eficiencia de despulpado.
- La interacción entre velocidad y el periodo de fermentación no tienen efecto significativo para la eficiencia despulpado de la pulpa de panapén [7]

2.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.2.1 Pulpa

La pulpa es un tejido interno celular este puede ser vegetal o animal los cuales se encuentran en plantas, frutas y cárnicos. En el caso de las frutas y vegetales la pulpa contiene fibras en forma lignina, celulósica, pectina las cuales son necesarias en la dieta alimenticia y mejora la salud del ser humano. [8]

2.2.2 Pulpa de frutas

Es el producto final del proceso de despulpado obtenido por medio de desintegración y tamizado de las frutas. La pulpa de fruta tiene un aspecto pastoso, no fermentado, no diluido, y mucho menos concentrado. [9]

2.2.3 Proceso de despulpado de pulpas de fruta

El proceso de despulpado de pulpa de fruta va desde la clasificación de la fruta fresca y en perfectas condiciones pasando por su extracción hasta llegar al almacenamiento de la pulpa ya empacada. [10]

Para conocer más a fondo el proceso de elaboración de pulpa de fruta se detallará continuación su respectivo proceso en la Figura 2-1.

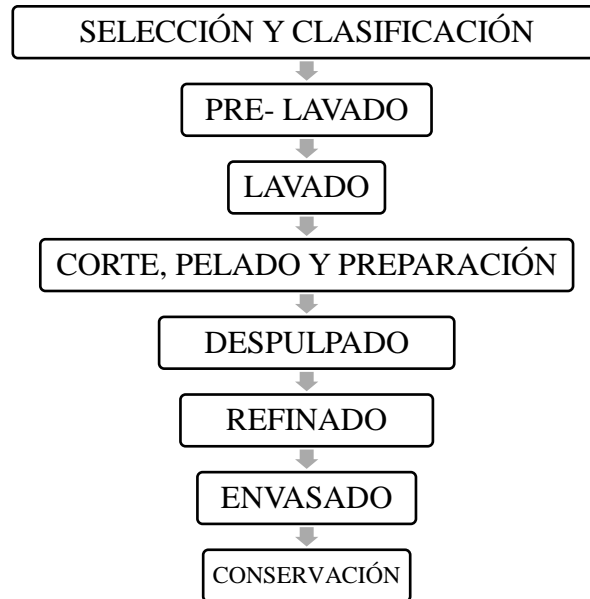


Figura 2-1 Proceso de elaboración de pulpa de fruta. [10]

a) Selección y clasificación

En este proceso se procede a separar la fruta fresca de la fruta madura y verde, también se separa la fruta en mal estado con problemas en su corteza como oxidaciones y partes podridas. Toda esta fruta será eliminada del proceso. [10]

b) Pre-Lavado

Después de haber separado la fruta en mal estado de la fruta seleccionada para que ingrese a la despulpadora, la fruta se somete a un pre-lavado en donde se retiran barro, tierra, hojas entre otras suciedades. Para el prelavado se utiliza agua con desinfectante este puede ser cloro o yodo u otro desinfectante aprobado para la manipulación de alimentos, las frutas deben estar en movimiento con un rose constante entre ella para facilitar el desprendimiento de las suciedades y otros contaminantes. [10]

c) Lavado

Una vez pre-lavada la fruta se procesa a el lavado el cual se puede realizar manualmente utilizando un desinfectante alimentario y si es el caso cepillos para

remover contaminantes microbianos o sólidos, luego se procede al enjuagar con agua potable con una concentración de cloro de menos de 1 mg/kg. [10]

También existen empresas que realizan el lavado con una máquina de cepillos rotatorios con un aspersor de agua. Luego de lavar la fruta pasa a una inspección visual realizada por los operarios garantizando un nivel aceptable de la fruta. [10]

d) Corte, pelado y preparación

Se procede a cortar la fruta previamente lavada para retirar la cáscara, es importante realizar los cortes menos posibles en este proceso en condiciones higiénicas. También existen máquinas cortadoras donde las frutas entran directamente del lavado sin que exista la manipulación de los operarios para un proceso más higiénico. [10]

e) Despulpado de fruta

Luego de haber sido pelada o cortada la fruta entra a una máquina despulpadora donde se procede a separar la pulpa de su cáscara y sus semillas quedando solo la parte comestible de la fruta. Dependiendo del tipo de fruta o proceso industrial se puede separar la cáscara y semillas a la misma vez, en la Figura 2-2 se muestra en ingreso de la fruta la máquina de despulpado. [10]



Figura 2-2 Despulpado. [10]

f) Refinado, envasado y conservado

En el proceso de refinado se busca retirar los sólidos no deseados como semillas trituradas o fibras de cáscara para luego proceder a envasar este proceso se basa exclusivamente en la conservación de la pulpa ya que de eso depende su envase. Al final se procede al conservado de la pulpa donde se almacena en lugares con un ambiente apropiado para su conservación. [10]

2.2.4 Máquina despulpadora de fruta

Máquina utilizada en la industria de despulpado de frutas la cual tiene la finalidad de separar la cáscara y las semillas de la pulpa de la fruta.

2.2.5 Tipos de despulpadoras de fruta

En la industria de despulpado de frutas existen máquinas despulpadora según sea el tipo de fruta, necesidades y condiciones que presenta la empresa. En la Figura 2-3 se muestran los tipos de despulpadoras:

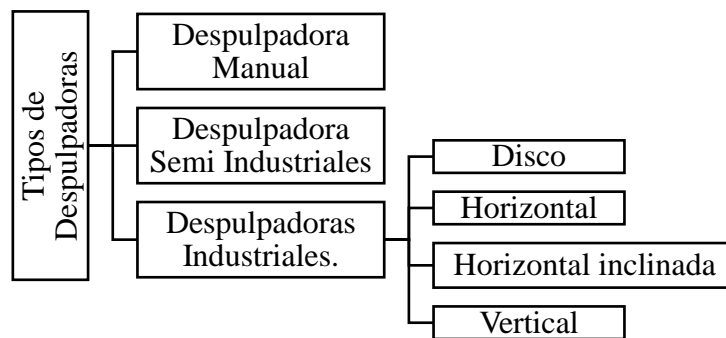


Figura 2-3 Tipos de despulpadora. [11]

2.2.5.1 Despulpadora manual

La despulpadora manual es un artefacto utilizado para separar la corteza de la fruta y semillas. Consiste en depositar la fruta en la tolva de entrada luego mover manualmente la manija de rotación en sentido horario. Un tornillo sin fin llevará la

fruta hasta un tamiz para poder separar la pulpa de las semillas y la cascara la pulpa saldrá por un deslizante como se muestra en la Figura 2-4.

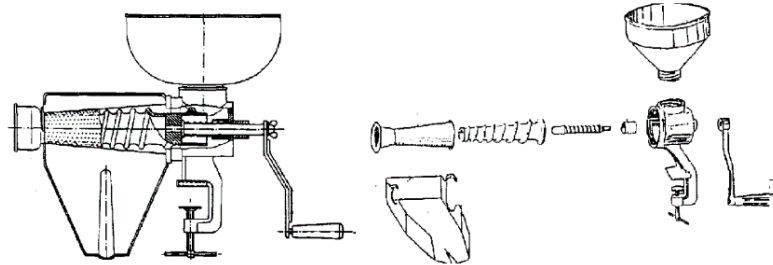


Figura 2-4 Despulpadora manual. [11]

2.2.5.2 Despulpadora semi-industriales

Son despulpadores con una baja capacidad que van desde 50 kg hasta 110 kg de pulpa de fruta por hora, destinadas para pequeños y medianos productores permitiendo un aprovechamiento de la fruta de un 50 % hasta 90 % de pulpa. Son máquinas hechas en acero inoxidable y utilizan un motor monofásico de 0,37 Kw, en la Figura 2-5 se muestra un ejemplo de despulpadora semi industrial. [12]



Figura 2-5 Despulpadora Semi-Industrial. [12]

2.2.5.3 Despulpadoras industriales

Son máquinas con una capacidad de producción de pulpa elevada comparada a las semi-industriales. Estas se clasifican en despulpadora de disco, horizontales, horizontal inclinada, vertical.

2.2.5.3.1 Despulpadora de disco

Estas despulpadoras tienen uno o varios más discos con un diámetro de más o menos 45 cm, armados alrededor de un eje que rota horizontalmente. Se echan las frutas en los discos. Los lados ásperos y corrugados de los discos proceden a mover a la fruta y se exprimen entre la barra despulpadora y los discos. Una placa separadora es la que procede a separar a la pulpa de las semillas. La barra despulpadora y la placa pueden ser ajustadas de acuerdo al tamaño de la fruta para evitar que quede fruta sin despulpar, en la Figura 2-6 se muestra este tipo de despulpadora. [13]



Figura 2-6 Despulpadora de disco. [13]

2.2.5.3.2 Despulpadora Horizontal

Estas máquinas constan de un eje horizontal en el cual se fijan unas paletas de acero inoxidable. Para el proceso de despulpado se deposita la fruta en la tolva de alimentación, luego pasa por los pines los cuales tienen la función de romper la cáscara, posteriormente las aspas presionan las frutas contra el tamiz y filtran las partículas, separando la pulpa de la cascara y las semillas. [14]

Estas despulpadoras tienen una capacidad que van desde los 150 kg/h hasta según sea la necesidad de la empresa, en la Figura 2-7 se muestra la despulpadora horizontal. [14]



Figura 2-7 Despulpadora horizontal. [14]

2.2.5.3.3 Despulpadora Horizontal Inclinada

Dentro de las despulpadoras horizontales existen las inclinadas cuyo principio es el mismo de las horizontales, solo con una ventaja que es mediante la gravedad ayuda a desprender con rapidez la cáscara y la semilla del tamiz como se puede ver en la Figura 2-8. [14]



Figura 2-8 Despulpadora horizontal inclinada. [14]

2.2.5.3.4 Despulpadora vertical

Es una máquina de capacidad industrial, el principio de funcionamiento es similar a la máquina horizontal, el cuerpo de esta despulpadora está en posición vertical como se ve en la Figura 2-9, con unas paletas rotatorias las cuales comprimen la fruta contra el tamiz y la pulpa sale por la parte inferior del cilindro y por la bandeja de desechos sale las semillas y cáscaras. [15]



Figura 2-9 Despulpadora Vertical. [15]

2.2.6 Partes principales de una máquina despulpadora

Una máquina despulpadora está diseñada y constituida por elementos hechos en acero inoxidable ya que en normativas este material es utilizado para la manipulación de alimentos. [15]

En Figura 2-10 se muestra las partes principales de una maquina despulpadora horizontal la cual es la más común a nivel industrial en el campo alimenticio. [15]

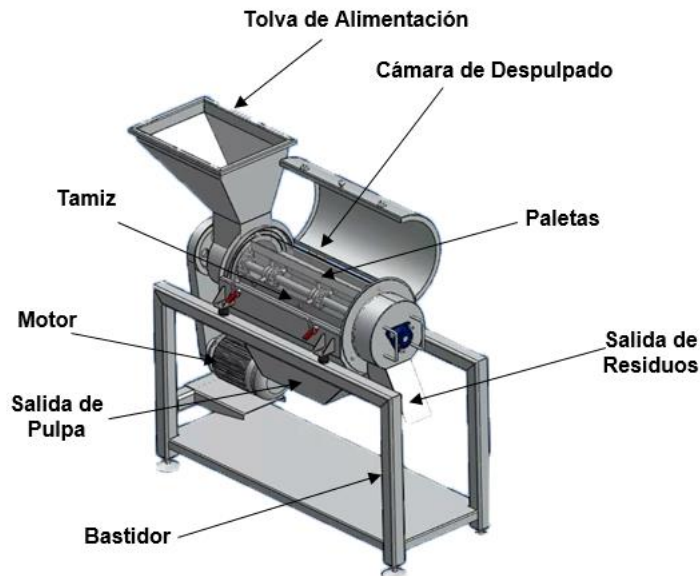


Figura 2-10 Partes de una Despulpadora. [15]

a) Tolva de Alimentación

La tolva de alimentación es el lugar por donde ingresa la fruta previamente lavada y cortada según sea su proceso de producción, en este lugar se acumula la fruta mientras sigue ingresando hasta la cámara de despulpado.

b) Cámara de Despulpado

En este lugar es donde ingresa la fruta desde la tolva de alimentación, la cámara está constituida por una tapa la cual protege la pulpa de agentes externos. En la cámara de despulpado se procede a realizar el proceso de separación de la pulpa.

c) Paletas

Las paletas se encuentran en la parte interna de la cámara de despulpado las cuales giran por un sistema de rotación accionado por un motor, tienen la función de generar una fuerza centrífuga la cual ayuda a filtrar la pulpa por el tamiz.

d) Tamiz

Son láminas de acero inoxidable perforadas según sea el tipo de fruta que será filtrada por sus agujeros. Está ubicada en la parte interna de la cámara donde la pulpa sale hacia el exterior de la malla y los residuos se quedan en la parte interna.

e) Salida de pulpa

Por este lugar sale la pulpa ya filtrada por el tamiz, generalmente se encuentra en la parte inferior de la cámara ya que sale con mayor facilidad gracias a la gravedad.

f) Salida de Residuos

Por esta parte sale los residuos como cascaras y semillas que se encuentran en la parte interna los cuales no logran salir por los agujeros del tamiz.

g) Bastidor

Es la estructura que sostiene al motor, cama de despulpado, sistema motriz, la cual soporta el peso de todos estos elementos y garantiza la estabilidad de la máquina.

2.2.7 Acero inoxidable en la producción de maquinaria para la industria alimenticia

En la industria alimenticia los aceros inoxidables reúnen características muy importantes como su resistencia a la corrosión en muchos medios ambientales sin sufrir una degradación por su composición química. Por tal motivo no contaminan los alimentos conservan las propiedades organolépticas cuando están en contacto con aceros inoxidables. [16]

2.2.8 Materiales

2.2.8.1 Acero inoxidable

Los aceros inoxidables se caracterizan por su resistencia a la corrosión, alta resistencia y ductilidad, así como por su elevado contenido de cromo. Se les llama inoxidables porque, en la presencia de oxígeno del aire, desarrollan una delgada película de óxido de cromo, dura y adherente, que protege al metal de la corrosión. Esta película protectora se vuelve a acumular en caso de que se raye la superficie; para que la pasivación ocurra, el contenido mínimo de cromo debe ser de 10% a 12% en peso. [17]

Además del cromo, otros elementos de aleación típicos de los aceros inoxidables son el níquel, molibdeno, cobre, titanio, silicio, manganeso, columbio, aluminio, nitrógeno y azufre. [17]

2.2.8.2 Tipos de aceros inoxidables AISI (UNS)

Los aceros inoxidables se dividen en cinco tipos según la AISI y UNS como se puede ver en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1 Tipos de aceros inoxidable. [17]

AISI (UNS)	Características y aplicaciones típicas
303 (S30300)	Productos de máquinas roscadoras (flechas, válvulas, pernos, bujes y tuercas) y accesorios para aeronaves (pernos, tuercas, remaches, tornillos, espárragos).
304 (S30400)	Equipo químico y de proceso de alimentos, recipientes criogénicos, canales, tubería y placas de escurrimiento.
316 (S31600)	Alta resistencia a la corrosión y alta resistencia a la termo fluencia, equipo químico y para manejo de pulpas, equipo fotográfico, cubas para brandy, partes para fertilizadoras, jarras para cocinar salsa de tomate y tinas para levadura.
410 (S41000)	Partes para máquinas, flechas para bombas, pernos, bujes, canales para carbón, cuchillería, polipastos, herramientas, partes para motores de aviones, maquinaria para minería, tuberías para armas, tornillos y válvulas.
416 (S41600)	Accesorios para aviones, pernos, tuercas, insertos para extinción de incendios, remaches y tornillos.

2.2.9 Soldadura en aceros Inoxidables

La soldadura en acero inoxidable varía sensiblemente respecto a la soldadura que pueda practicarse en piezas de acero ordinario. Por ello, se hace necesario realizar un estudio detallado de las características que le son propias a fin de poder obtener resultados óptimos de soldeo. [18]

En la Tabla 2-2 se muestra una primera comparativa de la influencia de las propiedades físicas en la soldadura de aceros inoxidables austeníticos frente a los aceros al carbono. [18]

Tabla 2-2 Comparativa entre la soldadura en aceros inoxidables austeníticos vs aceros carbono. [18]

	Aceros inoxidables austeníticos	Aceros al carbono	Observaciones
Punto de fusión	1400 - 1450 °C (Acero inoxidable AISI 304)	1540 °C	El acero inoxidable tipo 304 requiere menos calor para producir la fusión, lo cual significa una soldadura más rápida para el mismo calor aportado por la fuente de soldeo, o bien, requiere emplear menos calor para la misma velocidad de soldeo.
Velocidad de conductividad térmica a 100 °C	28%	100%	El acero inoxidable 304 conduce el calor mucho más lentamente que los aceros al carbono, lo cual va a producir gradientes de temperatura más pronunciados. Esto va a originar como resultado que se genere una mayor deformación en la pieza soldada. Asimismo, que los aceros inoxidables tengan
a 650 °C	66%	100%	

			una menor velocidad de la conductividad térmica significará una difusión más lenta del calor a través del metal de base. Esto va a provocar que la zona soldada permanecerá caliente por más tiempo, originándose así un mayor riesgo de producirse fenómenos como la precipitación de carburos de cromo, que como se verá más adelante, va a reducir la resistencia a la corrosión del acero.
Resistencia Eléctrica (microhm.cm,aprox.)			Esto tiene especial relevancia en los métodos de soldeo por resistencia eléctrica. En efecto, una mayor resistencia eléctrica de los aceros inoxidable 304 implica que se genera mayor calor para el paso de la misma corriente eléctrica. Esta propiedad, junto con la menor velocidad de conductividad térmica de los aceros inoxidable, va a condicionar que los métodos de soldeo por resistencia eléctrica sean más efectivos en los aceros inoxidable que en los aceros al carbono.
a 20 °C	72,0	12,5	
a 885 °C	126,0	125	
Expansión térmica	17,6	11,7	El acero inoxidable 304 se expande y contrae a una velocidad más alta que los aceros al carbono, lo cual significa que son más propensos a sufrir grandes deformaciones durante la soldadura. Por lo tanto, en el caso de los aceros inoxidable habrá que cuidar el proceso de embridado de las piezas con el fin de permitir la expansión y contracción de manera que se pueda controlar la deformación y el desarrollo de tensiones térmicas después del enfriamiento. Por ejemplo, para los aceros inoxidable deberán usarse más puntos de soldadura (más puntadas) para la sujeción y posicionado de las piezas que para el caso del acero al carbono.
pulg./pulg./°C x 10-6	(20 - 500 °C)	(20 - 628 °C)	

2.2.10 Procedimientos de soldadura más usados en aceros inoxidable

Los aceros inoxidable para ser soldadura tienen los siguientes los procesos comerciales de soldadura manual como: procedimiento TIG, MIG y soldadura por electrodo revestido (SMAW).

2.2.10.1 Soldadura MIG

Tanto en el procedimiento MIG (Metal Inert Gas, cuando se utiliza la protección gaseosa de un gas inerte) como también en el MAG (Metal Active Gas, cuando se utiliza un gas activo), se establece un arco eléctrico entre un electrodo consumible, que se presenta en forma de un alambre desnudo, y la pieza a soldar o metal base.

[18]

Como se ha comentado, para la soldadura MIG, tanto el arco como la soldadura se protegen del aire de la atmósfera mediante la acción de una envolvente gaseosa, compuesta por gases inertes, principalmente argón y/o helio. Con el objeto de obtener una mejor acción del arco y una mejor mojabilidad en la soldadura, en ocasiones se utilizan pequeñas cantidades de gases activos, tales como dióxido de carbono, oxígeno e hidrógeno, en la Figura 2-11 se muestra las partes de el proceso de soldadura MIG. [18]

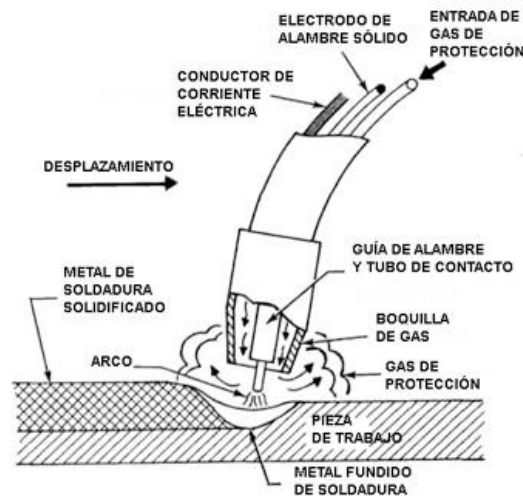


Figura 2-11 Proceso de soldadura MIG. [18]

2.2.11 Teoría de la distorsión

Es una teoría de falla la cual está enfocada para el diseño de elementos de materiales dúctiles, se utiliza para definir el principio de fluencia. La energía de distorsión de Von Mises está representada con la Ec. 2-1. [19]

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 2-1}$$

Donde

σ' = Esfuerzo de Von Mises [MPa]

S_y = Límite de fluencia del material [MPa]

n = Factor de seguridad

Combinado la teoría de la distorsión con el esfuerzo plano de Von Mises se tiene la Ec. 2-2. [19]

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2} \quad \text{Ec. 2-2}$$

Donde:

$\sigma_x =$ *Esfuerzo normal [MPa]*

$\tau_{xy} =$ *Esfuerzo cortante [MPa]*

2.2.12 Factor de seguridad

Es un número que se divide con la resistencia que soporta el material para encontrar el esfuerzo de diseño. El factor de seguridad es determinado por el diseñador basándose en criterios y experiencias, en algunos casos en estándares o políticas de la compañía. [20]

2.2.13 Diseño por resistencia a la fatiga

A menudo los elementos de cualquier maquina se encuentran esfuerzos repetitivos o fluctuante. Estos elementos están sometidos a una carga dinámica cíclica denominado ciclo de carga repetitiva. [19]

El límite de resistencia a la fatiga es estimado con la Ec. 2-3.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. 2-3}$$

Donde:

$S_e =$ *Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica [MPa]*

$k_a =$ *Factor de modificación de la condición superficial*

$k_b =$ *Factor de modificación del tamaño*

$k_c =$ *Factor de modificación de la carga*

$k_d =$ *Factor de modificación de la temperatura*

$k_e =$ *Factor de confiabilidad*

$k_f =$ Factor de modificación de efectos varios

$S'_e =$ Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria [MPa]

2.2.14 Selección de motor eléctrico

Para seleccionar un motor eléctrico hay que tomar criterios o factores que intervienen como:

- Las características de la red de suministro, es decir, la tensión de servicio, la frecuencia, la clase de corriente y el número de fases disponibles, lo cual depende de la forma de suministro de la energía eléctrica: muchas veces proviene de un concesionario, otras, del propio usuario pudiendo ser éste una fábrica, un laboratorio, un taller, un edificio o una casa, por ejemplo.
- Las características del ambiente, o sea, el lugar y el modo de emplazamiento del motor (influyen, por ejemplo, la altura sobre el nivel del mar, el tipo de atmósfera, es decir, si es corrosiva, o explosiva, o pulverulenta, influye también la temperatura del local, etc.).
- Las características de la carga, es decir, la potencia nominal, la velocidad, el torque en función de la velocidad, la variación de la velocidad, el tiempo de aplicación de la carga, la forma de aplicación de la misma: con o sin golpes, el momento de inercia de las masas giratorias y de las que se trasladan y la máxima aceleración permitida durante los períodos transitorios de la puesta en marcha y el frenado de las cargas.
- Las características del motor, es decir, su clase de diseño, su tensión de trabajo, su frecuencia, su potencia mecánica nominal, su velocidad, sus torques de arranque y mínimo, su corriente de arranque, su forma y ejecución constructiva, su clase de aislamiento, sus dimensiones y su peso. [21]

2.2.15 Diseño de pernos

Los pernos están diseñados para conectar uno o más elementos que se desee ensamblar y son fáciles de desarmar sin usar métodos de corte. La unión por pernos puede resistir cargas externas de tensión, momento, esfuerzos cortantes o combinación de cargas. [19]

En la Figura 2-12 se observa una sección en corte a través de una unión atornillada en tensión, también se ve el espacio de holgura que proporcionan los agujeros de los pernos. Se observa cómo los hilos de los pernos se extienden hacia el cuerpo de la conexión. [19]00

el propósito del perno consiste en sujetar dos o más partes. Apretando la tuerca se estira el perno, y de esta manera se produce la fuerza de sujeción, que se llama pretensión o precarga del perno. Existe en la conexión después de que la tuerca se apretó en forma apropiada, sin importar si se ejerce o no la fuerza externa de tensión P . [19]

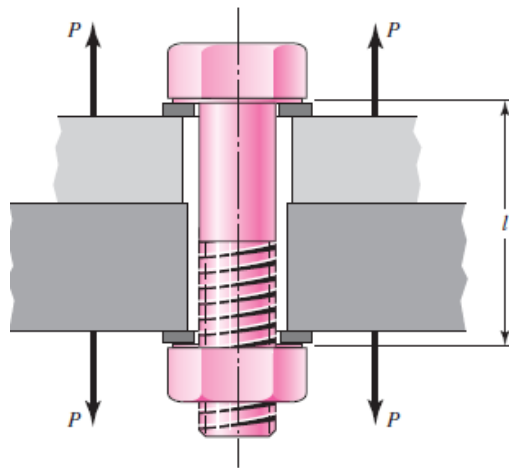


Figura 2-12 Conexión con perno cargada a tensión por las fuerzas P .

La rigidez de un perno consiste en dos partes una con el roscado y otra sin rosca por el cálculo de rigidez se lo realiza con la Ec. 2-4. [19]

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ec. 2-4}$$

Donde:

$$k_b = \text{Rigidez del sujetador} \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

$$A_d = \text{Área del diámetro mayor del sujetador} [mm^2]$$

$A_t = \text{Área de esfuerzo sometido a la tensión del sujetador [mm}^2]$

$l_t = \text{Longitud de la parte roscada de agarre [mm]}$

$l_d = \text{Longitud de la parte sin roscada de agarre [mm]}$

$E = \text{Elasticidad del material [GPa]}$

$l = \text{Agarre}$

$L_T = 2d + 6 \text{ mm si } L \leq 125\text{mm} \quad d \leq 48 \text{ mm}$

$L_T = 2d + 12 \text{ mm si } 125 \text{ mm} < L \leq 200 \text{ mm}$

$L_T = 2d + 25 \text{ mm si } L > 200 \text{ mm}$

Si los elementos de la unión tienen el mismo módulo de Young E con troncos espalda con espalda simétricas, entonces actúan como dos resortes idénticos en serie. A partir de la Ec. 2-4 se sabe que $k_m = k/2$. Usando el agarre como $l = 2t$ y dw como el diámetro de la cara de la arandela, se encuentra que la relación del resorte de los elementos está dada por la Ec. 2-5. [19]

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d} \right]} \quad \text{Ec. 2-5}$$

Donde:

$$k_m = \text{Módulo de rigidez del elemento} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right]$$

Luego se procede a calcular la constante “C” mediante la Ec. 2-6Ec. 3-90.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec. 2-6}$$

A continuación, se determina la precarga de apriete con la Ec. 2-7.

$$F_i = 0,75 A_t S_p \quad \text{Ec. 2-7}$$

Donde:

$$F_i = \text{Precarga para el apriete [N]}$$

$S_p = \text{Resistencia de prueba [MPa]}$

En la Ec. 2-8 se considera un factor de carga en lugar de un factor de seguridad, en vista de que las dos ideas están relacionadas de alguna manera. Cualquier valor de $n > 1$ asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia de prueba.

$$n = \frac{N(S_p A_t - F_i)}{CP} \quad \text{Ec. 2-8}$$

Donde:

$n = \text{Factor de seguridad}$

$N = \text{Número de Pernos}$

$P = \text{Carga [N]}$

CAPITULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En la actualidad existen varios tipos de despulpadora de frutas según sea la capacidad, factibilidad, tipo o variedad de fruta, estas pueden ser manuales, semi industriales o industriales.

En el presente caso de estudio se tiene un parámetro de diseño muy importante como la capacidad que es de 500 kg de fruta por hora, por lo tanto, se inclinará por las despulpadoras industriales ya que se encuentran en el rango correspondiente por lo cual se propone tres alternativas de despulpadoras industriales:

- Alternativa 1: Despulpadora industrial horizontal inclinada.
- Alternativa 2: Despulpadora industrial horizontal.
- Alternativa 3: Despulpadora industrial vertical.

3.1.1 Alternativa 1: Despulpadora industrial horizontal inclinada

En la Tabla 3-1 se muestra el análisis de los parámetros y detalles de la máquina despulpadora horizontal inclinada.

Tabla 3-1 Detalles de la máquina despulpadora industrial horizontal inclinada.

DESPULPADORA HORIZONTAL INCLINADA											
	La máquina despulpadora horizontal tiene su cámara de despulpado inclinada facilitando la salida de la pulpa y sus desechos gracias a la inclinación que tiene.										
PARÁMETROS DE LA MÁQUINA	Productividad: 500 a 1000 kg/h Motor: Trifásico Material: AISI 304 Número de tamices: 4										
FACTIBILIDAD	<ul style="list-style-type: none"> • Se necesita la construcción de 4 tamices para cada tipo de fruta. • La inversión en el diseño y construcción es elevada por la fabricación de los elementos inclinados. • Mayor Complejidad en el diseño y por ende mayor tiempo en su construcción. 										
COSTO DE FABRICACIÓN	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Materia prima:</td> <td style="text-align: right;">2500,00</td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Sistema de transmisión:</td> <td style="text-align: right;">700,00</td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Sistema eléctrico:</td> <td style="text-align: right;">200,00</td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">Sistema de control</td> <td style="text-align: right;">300,00</td> </tr> <tr> <td style="padding-left: 20px;">TOTAL</td> <td style="text-align: right;">\$ 3700,00</td> </tr> </table>	Materia prima:	2500,00	Sistema de transmisión:	700,00	Sistema eléctrico:	200,00	Sistema de control	300,00	TOTAL	\$ 3700,00
Materia prima:	2500,00										
Sistema de transmisión:	700,00										
Sistema eléctrico:	200,00										
Sistema de control	300,00										
TOTAL	\$ 3700,00										

3.1.1.1 Ventajas de la máquina despulpadora industrial horizontal inclinada

- Menor tiempo de salida de pulpa y residuos generados por la despulpadora.
- Separación perfecta y limpia de los residuos y la pulpa.
- Limpieza rápida de la cámara de despulpado.
- Su diseño es acero inoxidable por ende está protegido de la corrosión y es amigable con los productos alimenticios.
- Es una máquina robusta y al mismo tiempo se puede trasladar con mayor facilidad al sitio de despulpado.
- Se puede despulpar capacidades bajas y máximas de fruta.


3.1.1.2 Desventajas de la máquina despulpadora industrial horizontal inclinada

- Cambio de tamices para cada tipo de fruta.
- No tiene un desgaste uniforme en la cámara de despulpado ya que en la zona más cerca a la salida de desechos existe mayor fricción por su inclinación.
- Mayor tiempo al momento de cambiar los tamices.

3.1.2 Alternativa 2: Despulpadora industrial tipo horizontal

En la Tabla 3-2 se muestra el análisis de los parámetros y detalles de la máquina despulpadora horizontal.

Tabla 3-2 Detalles de la máquina despulpadora industrial horizontal.

DESPULPADORA HORIZONTAL											
	La máquina despulpadora horizontal tiene unas paletas horizontales las cuales ayudan a la salida de la pulpa por el tamiz quedando en el interior de la cámara los residuos.										
PARÁMETROS DE LA MÁQUINA	Productividad: 300 a 700 kg/h Motor: 220 V Material: AISI 304 Número de tamices: 1										
FACTIBILIDAD	<ul style="list-style-type: none"> • Posee un solo tamiz estándar para ciertos tipos de fruta. • El costo de la construcción es sustentable por la empresa. • La materia y componentes de la máquina se los puede conseguir en el mercado nacional. 										
COSTO DE FABRICACIÓN	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 70%;">Materia prima:</td> <td style="text-align: right;">1200,00</td> </tr> <tr> <td>Sistema de transmisión:</td> <td style="text-align: right;">600,00</td> </tr> <tr> <td>Sistema eléctrico:</td> <td style="text-align: right;">200,00</td> </tr> <tr> <td>Sistema de control</td> <td style="text-align: right;">300,00</td> </tr> <tr> <td>TOTAL</td> <td style="text-align: right;">\$ 2300,00</td> </tr> </table>	Materia prima:	1200,00	Sistema de transmisión:	600,00	Sistema eléctrico:	200,00	Sistema de control	300,00	TOTAL	\$ 2300,00
Materia prima:	1200,00										
Sistema de transmisión:	600,00										
Sistema eléctrico:	200,00										
Sistema de control	300,00										
TOTAL	\$ 2300,00										

3.1.2.1 Ventajas de la máquina despulpadora industrial horizontal

- Menor tiempo en el proceso de despulpado
- Separación perfecta de la pulpa de fruta.

- Máquina elaborada en acero inoxidable que protege de la corrosión y mayor vida útil de la máquina.
- Es una máquina robusta y al mismo tiempo se puede trasladar con mayor facilidad al sitio de despulpado.
- Se puede despulpar capacidades de producción bajas y máximas de fruta.
- No se necesita el cambio de tamiz.
- Desgaste uniforme de la cámara de despulpado.

3.1.2.2 Desventajas de la máquina despulpadora industrial horizontal inclinada

- La salida de los residuos necesita mayor tiempo para retirarlos comparado a la despulpadora inclinada.

3.1.3 Alternativa 3: Despulpadora industrial vertical

En la tabla se muestra el análisis de los parámetros y detalles de la máquina despulpadora vertical.

Tabla 3-3 Detalles de la máquina despulpadora vertical.

DESPULPADORA VERTICAL											
	La máquina despulpadora horizontal tiene su cámara de despulpado en sentido vertical facilitando la salida de la pulpa y sus residuos.										
PARÁMETROS DE LA MÁQUINA	Productividad: 150 a 300 kg/h Motor: 220 V Material: AISI 304 Número de tamices: varios										
FACTIBILIDAD	<ul style="list-style-type: none"> • Necesita el diseño de varios tamices según el tipo de fruta. • El costo de la construcción es sustentable por la empresa. • La materia y componentes de la máquina se los puede conseguir en el mercado nacional. 										
COSTO DE FABRICACIÓN	<table> <tr> <td>Materia prima:</td> <td>700,00</td> </tr> <tr> <td>Sistema de transmisión:</td> <td>300,00</td> </tr> <tr> <td>Sistema eléctrico:</td> <td>100,00</td> </tr> <tr> <td>Sistema de control</td> <td>200,00</td> </tr> <tr> <td>TOTAL</td> <td>\$ 1300,00</td> </tr> </table>	Materia prima:	700,00	Sistema de transmisión:	300,00	Sistema eléctrico:	100,00	Sistema de control	200,00	TOTAL	\$ 1300,00
Materia prima:	700,00										
Sistema de transmisión:	300,00										
Sistema eléctrico:	100,00										
Sistema de control	200,00										
TOTAL	\$ 1300,00										

3.1.3.1 Ventajas de la máquina despulpadora vertical

- Su diseño es compacto y portátil.
- Su limpieza es rápida y se puede lavar con facilidad.
- Máquina elaborada en acero inoxidable que protege de la corrosión y mayor vida útil de la máquina.
- Salida de pulpa y residuos rápidamente.

3.1.3.2 Desventajas de la máquina despulpadora vertical

- Se utiliza para capacidades de producción mínimas.
- Genera una vibración molesta en toda la máquina.

3.1.4 Parámetros para la selección de alternativas

Para la selección de alternativas se necesita siguientes factores para su diseño y construcción que ayudaran a seleccionar la alternativa correcta. [22]

- a) Costo. - Este representa el valor económico que tiene que ver con la construcción, diseño y mantenimiento de la máquina.
- b) Facilidad de construcción. - Este factor indica si la máquina es de baja o mayor complejidad para la construcción de sus partes y elementos mecánicos.
- c) Facilidad de montaje. - Se refiere a la facilidad de ensamblar sus componentes y elementos de los sistemas eléctricos, de control, motrices y otros.
- d) Capacidad de producción. - Es el volumen de producción en un cierto tiempo que produce la máquina con eso satisface la demanda que requiere la empresa.
- e) Calidad de despulpado. - Se refiere a calidad de pulpa que produce la despulpadora donde la pulpa debe salir sin residuos de semillas ni de cáscaras.
- f) Facilidad de Operación. - Este factor se refiere a la complejidad de manejar la máquina basada en la disminución de riesgos y puesta en marcha.

- g) Facilidad de mantenimiento. - Este factor es la facilidad de mantener la máquina en perfectas condiciones y estado de funcionamiento óptimo para su desempeño adecuado en la empresa.
- h) Peso. -Se refiere al peso adecuado que debe tener la maquina para su facilidad de transporte y estabilidad en su entorno.
- i) Seguridad. - Este factor es la confiabilidad de la máquina frete a riesgos o accidentes que pueden ocurrir durante el proceso de despulpado.
- j) Tiempo de despulpado. - Es el periodo que necesita la despulpadora para separar la pulpa de su cáscara y semillas entre menos tiempo más volumen de pulpa.

3.1.5 Evaluación por método ordinal corregido de criterios ponderados

Para la evaluación de las alternativas propuestas se procede a utilizar el método ordinal corregido de criterios ponderados ya que sin la necesidad de evaluar los parámetros de selección de alternativas y sin tener que estimar numéricamente cada alternativa permite obtener resultados con un criterio significativo. [22]

3.1.6 Valores de criterios

Este método se lo realiza por medio de tablas donde cada criterio se confronta con cada criterio restante y para evaluarlo tiene los siguientes valores:

- 1= Este valor se da si el criterio de las filas es mayor de las columnas.
- 0,5= Este valor se da si el criterio de las filas es igual de las columnas.
- 0 = Este valor se da si el criterio de las filas es menor de las columnas. [22]

3.1.7 Evaluación

Se procede a evaluar cada parámetro para considerar el parámetro más importante, con la evaluación del peso específico de cada criterio por medio de la Tabla 3-4. [22]

Tabla 3-4 Valoración del peso específico de cada parámetro.

Criterio	Costo	Facilidad de construcción	Facilidad de montaje	Capacidad de producción	Calidad de despulpado	Facilidad de operación	Facilidad de mantenimiento	Peso	Seguridad	Tiempo de despulpado	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		1	1	0	0,5	1	1	1	0,5	1	8	0,14
Facilidad de construcción	0		0,5	0	0	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	4	0,07
Facilidad de montaje	0	0,5		0	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	4,5	0,08
Capacidad de producción	1	1	1		1	1	0,5	1	0,5	0,5	8,5	0,15
Calidad de despulpado	0,5	1	0,5	0		1	1	0,5	1	1	7,5	0,13
Facilidad de operación	0	0,5	0,5	0	0		0,5	0	0,5	0,5	3,5	0,06
Facilidad de mantenimiento	0	0,5	0,5	0,5	0	0,5		0,5	0,5	0	4	0,07
Peso	0	0,5	0,5	0	0,5	1	0,5		0	0,5	4,5	0,08
Seguridad	0,5	0,5	0,5	0,5	0	0,5	0,5	1		1	6	0,11
Tiempo de despulpado	1	0,5	0,5	0,5	0	0,5	1	0,5	0		5,5	0,10
Total											56	1

Después de haber realizado el análisis por medio de la tabla se ha determinado la importancia de cada parámetro en el siguiente orden de importancia:

1. Capacidad de producción
2. Costo
3. Calidad de despulpado
4. Seguridad
5. Tiempo de despulpado
6. Facilidad de montaje
7. Peso
8. Facilidad de construcción
9. Facilidad de mantenimiento
10. Facilidad de operación.

Luego, se realiza la valoración de los pesos específicos cada una de las alternativas con cada criterio de los parámetros mostradas en las siguientes tablas.

Tabla 3-5 Valoración de criterio de costo.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0	0	1	0,17
Despulpadora horizontal	1		0	2	0,33
Despulpadora vertical	1	1		3	0,50
			Total	6	1

Tabla 3-6 Valoración de criterio de facilidad de construcción.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0	0	1	0,17
Despulpadora horizontal	1		0,5	2,5	0,42
Despulpadora vertical	1	0,5		2,5	0,42
			Total	6	1

Tabla 3-7 Valoración de criterio de facilidad de montaje.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0	0	1	0,17
Despulpadora horizontal	1		1	3	0,50
Despulpadora vertical	1	0		2	0,33
			Total	6	1

Tabla 3-8 Valoración de criterio de capacidad de producción.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0,5	1	2,5	0,42
Despulpadora horizontal	0,5		1	2,5	0,42
Despulpadora vertical	0	0		1	0,17
			Total	6	1

Tabla 3-9 Valoración de criterio de calidad de despulpado.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0	1	2	0,33
Despulpadora horizontal	1		1	3	0,50
Despulpadora vertical	0	0		1	0,17
			Total	6	1

Tabla 3-10 Valoración de criterio de facilidad de operación.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0	0	1	0,17
Despulpadora horizontal	1		1	3	0,50
Despulpadora vertical	1	0		2	0,33

Tabla 3-11 Valoración de criterio de facilidad de mantenimiento.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		1	1	3	0,50
Despulpadora horizontal	0		1	2	0,33
Despulpadora vertical	0	0		1	0,17
			Total	6	1

Tabla 3-12 Valoración de criterio de peso.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0	0	1	0,17
Despulpadora horizontal	1		0	2	0,33
Despulpadora vertical	1	1		3	0,50
			Total	6	1

Tabla 3-13 Valoración de criterio de seguridad.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0,5	0,5	2	0,33
Despulpadora horizontal	0,5		0,5	2	0,33
Despulpadora vertical	0,5	0,5		2	0,33
			Total	6	1

Tabla 3-14 Valoración de criterio de tiempo de despulpado.

	Despulpadora horizontal inclinada	Despulpadora horizontal	Despulpadora vertical	$\Sigma+1$	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada		0,5	1	2,5	0,42
Despulpadora horizontal	0,5		1	2,5	0,42
Despulpadora vertical	0	0		1	0,17
			Total	6	1

3.1.8 Resultados de la valoración total de las alternativas

En la siguiente tabla se procede multiplicar los valores ponderados de cada valoración entre las alternativas y los criterios de parámetros.

Tabla 3-15 Valoración total de las alternativas.

Criterio	Costo	Facilidad de construcción	Facilidad de montaje	Capacidad de producción	Calidad de despulpado	Facilidad de operación	Facilidad de mantenimiento	Peso	Seguridad	Tiempo de despulpado	Σ Total	Ponderación
Despulpadora horizontal inclinada	0,02	0,01	0,01	0,06	0,04	0,01	0,04	0,01	0,04	0,04	0,29	3
Despulpadora horizontal	0,05	0,03	0,04	0,06	0,07	0,03	0,02	0,03	0,04	0,04	0,41	1
Despulpadora vertical	0,07	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01	0,04	0,04	0,02	0,30	2

1

Por lo tanto, la alternativa más valorada por el método ordinal corregido de criterios ponderados da como la mejor opción la despulpadora horizontal la cual será diseñada bajo los parámetros establecidos.

3.2 CÁLCULO DEL MODELO OPERATIVO

El diseño de la despulpadora horizontal debe someterse a un parámetro como es la capacidad de 500 kg/h la cual es establecida por la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

3.2.1 Parámetros de diseño

3.2.1.1 Proceso de despulpado según el tipo de fruta

La empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda. es una empresa con muchos años de experiencia en el mercado y durante los años han modificado su proceso de despulpado de fruta concluyendo que cada tipo de fruta tiene un diferente proceso. Para esto procederemos a describir el proceso de despulpado de cada fruta.

3.2.1.1.1 Proceso de despulpado de Maracuyá, Taxo, Guanábana, Tamarindo, Piña

El proceso de despulpado de estas frutas es diferente a las demás ya que antes de ingresar a la máquina de despulpadora esta fruta deben ser peladas eso quiere decir separar la cáscara de la fruta y en el caso de la guanábana y la piña cortadas en partes que puedan ingresar en la tolva. Estos procesos previos ingresar la fruta a la máquina despulpadora son necesarios para garantizar el sabor, color y otras propiedades que garantice la calidad de la pulpa extraída.

En la Figura 3-1 se muestra el proceso de despulpado que siguen las frutas hasta el producto final como es la pulpa lista para la distribución al consumidor.



Figura 3-1 Proceso de despulpado para maracuyá, taxo, guanábana, tamarindo, piña de la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

3.2.1.1.2 Proceso de despulpado de Mora, Tomate, Naranja, Fresa, Papaya, Guayaba

En el proceso de despulpado de estas frutas para que puedan ingresar a la máquina despulpadora solo deben estar descontaminadas y previamente lavadas, ya que no necesitan ser separadas de su cáscara. A continuación, se en la Figura 3-2 se muestra el proceso de extracción de pulpa de fruta.



Figura 3-2 Proceso de despulpado para mora, tomate, naranja, fresa, papaya, guayaba de la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

3.2.1.1.3 Proceso de despulpado de mango

Para este proceso es necesario sacar la pepa de la fruta antes que ingrese a la máquina esto es una gran ventaja ya que no se necesita tener varios repuestos de tamices ya que si ingresaría el mango con toda su pepa dañaría el tamiz para semillas de menor diámetro en la Figura 3-3 se muestra el proceso de producción de extracción de pulpa de mango.



Figura 3-3 Proceso de despulpado para mango de la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

3.2.1.2 Densidades de las frutas

Para el diseño de las partes mecánicas que componen la máquina despulpadora se tomara en cuenta la densidad de las frutas. Las fuerzas que sometan a los elementos mecánicos irán en base a la fruta con mayor densidad.

Se procedió medir la masa de 1000 gramos de cada tipo de fruta y medir el volumen de cada una con estos datos se calculó la densidad mediante la Ec. 3-1. [23]

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ec. 3-1}$$

Donde:

$\rho =$ Densidad de la fruta

$m =$ Masa de la fruta

$V =$ Volumen de la fruta

Procedimiento del experimento:

- Pesar 1000 g de fruta.
- En un recipiente de 2000 cm³ colocar 500 cm³ de agua.
- Colocar la fruta en el recipiente y medir el volumen exacto.
- Con el valor de la cantidad medida anteriormente proceder a restar 500 cm³.
- El resultado final será el volumen de la fruta.
- Realizar el mismo proceso para cada fruta.

Las medidas de masa y volumen se realizaron en la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda. Los resultados de peso volumen y densidad se aprecia en la Tabla 3-16.

Tabla 3-16 Peso, volumen y densidad de las frutas.

Tipo de Fruta	Masa (g)	Volumen (cm³)	Densidad (kg/m³)
Fresa	1000	975	1025,64
Guanábana	1000	998	1002,00
Guayaba	1000	925	1081,08
Mango	1000	920	1086,96
Maracuyá	1000	943	1060,45
Mora	1000	970	1030,93
Naranjilla	1000	973	1027,75
Papaya	1000	935	1069,52
Piña	1000	948	1054,85
Tamarindo	1000	973	1027,75
Taxo	1000	958	1043,84
Tomate	1000	940	1063,83

3.2.1.3 Fuerza de corte de frutas

La fuerza de corte de cada fruta es muy importante para el diseño de sistema de corte. La fuerza de corte se hallará mediante la ayuda de una licuadora doméstica y un multímetro midiendo la intensidad de corriente y el voltaje.

La fruta seleccionada para realizar las pruebas es el maracuyá ya que su corteza es la más crítica y se necesita más fuerza de corte que las demás frutas que despulpa la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda. [15]

Primeramente, se medirá el voltaje y la intensidad en vacío y se calculará la potencia eléctrica en vacío de la licuadora con la Ec. 3-2. [24]

$$P = V.I \cos \varphi \quad \text{Ec. 3-2}$$

Donde:

P = Potencia eléctrica de la licuadora

V = Voltaje

I = Intensidad

$\cos \varphi$ = Factor de potencia = 0,95

Tabla 3-17 Potencia eléctrica en vacío.

	Voltaje (V)	Intensidad (A)	Potencia de vacío (W)
Vacío	117,6	3,19	356,39

Realizar la prueba para seis frutos de maracuyá y medir la intensidad y voltaje para cada fruta individual.

Una vez calculada la potencia con la Ec. 3-2 se procede a calcular la potencia de corte con la Ec. 3-3. [24]

$$P_c = P_p - P_v \quad \text{Ec. 3-3}$$

Donde:

$P_c = \text{Potencia de corte}$

$P_p = \text{Potencia de prueba}$

$P_v = \text{Potencia en vacío}$

Para el cálculo de la fuerza de corte de cada prueba se calcula con la Ec. 3-4 y con los siguientes datos: [24]

$$w = 6 \frac{\text{rev}}{\text{seg}} = 37,70 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$r = 0,023 \text{ m}$$

$$F_c = \frac{P_c}{w \cdot r} \quad \text{Ec. 3-4}$$

Donde:

$F_c = \text{Fuerza de corte}$

$w = \text{Velocidad de la cuchilla de la licuadora}$

$r = \text{Radio de la cuchilla de la licuadora}$

En la Tabla 3-18 se muestra la fuerza de corte para cada prueba y se calcula un valor promedio para encontrar la fuerza de corte que debe actuar sobre la fruta de maracuyá.

Tabla 3-18 Fuerza de corte del maracuyá.

Pruebas	Voltaje (V)	Intensidad (A)	Potencia de accionamiento (W)	Potencia de corte (W)	Fuerza de corte (N)
1	117,6	5,05	564,19	207,80	239,65
2	117,6	4,96	554,02	197,63	227,93
3	117,6	5,09	568,65	212,27	244,81
4	117,6	4,90	547,43	191,04	220,33
5	117,6	5,05	564,07	207,69	239,52
6	117,6	5,05	564,24	207,86	239,72
	Promedio		560,43	204,05	235,33

Por lo tanto, el valor de la fuerza de corte que se utilizara para el diseño del sistema de cuchillas es:

$$F_{C_{maracuyá}} = 235,33 \text{ N}$$

3.2.1.4 Espesores de semillas

El espesor de la semilla de cada fruta es importante para el diseño del tamiz ya que la función específica del tamiz es impedir el paso de semillas y cáscaras hacia el exterior del mismo. En la siguiente tabla se muestra los espesores de cada semilla de acuerdo al tipo de fruta medidos con la ayuda de un calibrador pie de rey.

Tabla 3-19 Espesor de semillas.

Fruta	Espesor 1 (mm)	Espesor 2 (mm)	Espesor 3 (mm)	Promedio (mm)
Naranja	0,5	0,6	0,4	0,50
Fresa	0,5	0,5	0,5	0,50
Mora	0,9	0,1	0,9	0,63
Tomate	1,4	1,5	1,4	1,43
Taxo	1,7	1,9	1,8	1,80
Maracuyá	1,8	2	2,1	1,97
Guayaba	2,5	2,5	2,7	2,57
Papaya	3,7	3,9	4,2	3,93
Guanábana	3,5	4	4	3,83
Tamarindo	4	4,5	4	4,17

3.2.1.5 Altura de la bancada de despulpadora

Para dimensionar la altura de la bancada de la máquina despulpadora se tomará en cuenta la recomendación del libro “Ergonomía Práctica” donde recomienda una altura desde la mano hasta el piso de 1000 mm a 1050 mm para el sector de operación de maquinaria industrial. [25]

Para esta altura nosotros tomaremos la medida de 1050 mm como se muestra en la Figura 3-4.

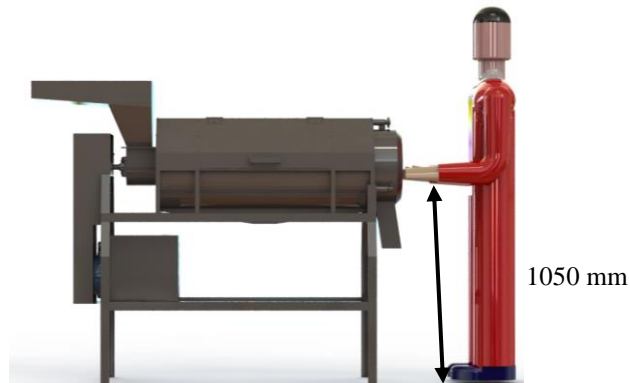


Figura 3-4 Altura de la bancada.

3.3 DISEÑO DE ELEMENTOS

3.3.1 Diseño de tolva de alimentación de fruta

El diseño de la tolva se tomará en cuenta los siguientes parámetros:

- La capacidad de la tolva debe ser de un máximo de 25 kg bajo el parámetro establecido por la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda ya que cuentan con recipientes de esa cantidad para medir el peso de cada entrada de fruta a la máquina.
- El material de la tolva debe tener propiedades que eviten la corrosión o reacciones químicas de la fruta con el material y resistencia a la fricción.
- La tolva debe tener un mecanismo para aislar la tolva de la máquina facilitando la limpieza de las demás partes de la máquina.

3.3.1.1 Cálculo de volumen de fruta en la tolva

Para el diseño de tolvas se utiliza la ecuación de la densidad aparente del producto que ingresara a la tolva.

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f} \quad \text{Ec. 3-5}$$

Donde:

$\rho_f =$ Densidad de la fruta

$m_f = \text{masa de la fruta}$

$V_f = \text{Volumen de la fruta en la tolva}$

Para el diseño de la tolva se procederá a escoger la fruta con mayor densidad la cual es relevante al momento del diseño. En este caso la fruta con mayor densidad es el mango, de la Ec. 3-5 se despeja el volumen obteniendo:

$$V_f = \frac{m_f}{\rho_f}$$
$$V_f = \frac{25 \text{ kg}}{1086,96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$
$$V_f = 0,02299 \text{ m}^3$$

Por lo tanto, el volumen de fruta calculado es de 0,02299 m³ por ende este resultado será el volumen de la tolva con una tolerancia del + 5%.

Con el resultado volumen de fruta se procede a dimensionar la tolva tomando en cuenta los ángulos de inclinación ya que es necesario que la fruta se deslice con rapidez y facilidad hacia la cámara de despulpado. En la Figura 3-5 se observa la forma de la tolva.

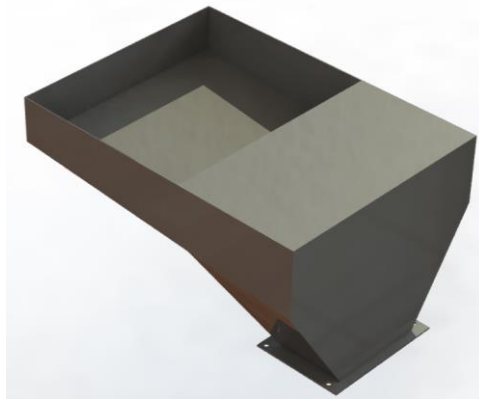


Figura 3-5 Diseño de la tolva.

Mediante el programa software se procede a calcular el volumen que puede contener la tolva , como se ve en la Figura 3-6.

Volumen = 0.02961 metros cúbicos
Área de superficie = 737395.18839 milímetros cuadrados

Figura 3-6 Volumen que contiene la tolva.

Por lo tanto, el volumen total de la tolva diseñada es de 0,0296 m³.

3.3.1.2 Análisis estático de la tolva mediante análisis de elementos finitos en software

Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante software. Realizando un análisis para diferentes espesores en acero inoxidable AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

La tolva está sometida a dos cargas: el peso que debe sostener el vértice de la tolva al momento de colocar la fruta en ella y la presión de la fruta al ingresar al interior de la tolva como se muestra en la Figura 3-7.

Peso de la caja con fruta

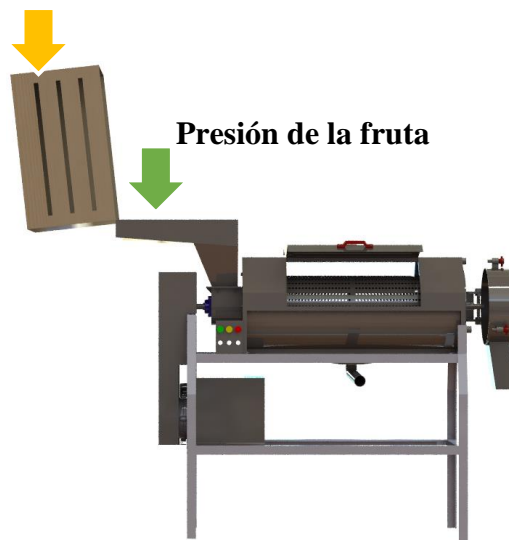


Figura 3-7 Cargas sobre la tolva de ingreso.

Los vértices de la tolva estarán sometidos a cargas que produce el peso de la caja con fruta al momento de colocar la fruta en la tolva. En la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda cuenta con dos operarios que abastecen manualmente la fruta

mediante contenedores hacia la tolva levantando entre los dos operarios una carga no mayor a los 40 kg de fruta ya que el “REGLAMENTO DE SEGURIDAD Y SALUD DE LOS TRABAJADORES Y MEJORAMIENTO DEL MEDIO AMBIENTE DE TRABAJO ECUATORIANO” establece que por persona se puede levantar una carga máxima de 20 kg.

La fuerza sometida en las partes externas y vértices de la tolva es la siguiente:

$$F_{vertices} = 40 \text{ kg} \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F_{vertices} = 392,4 \text{ N}$$

La tolva se encuentra sometida también a una presión la cual produce la fruta al ingresar al interior de la misma. Para ello se procede a calcular la presión con la Ec. 3-6.

$$P = \rho gh \quad \text{Ec. 3-6}$$

Donde:

$P = \text{Presión [Pa]}$

$\rho = \text{Densidad de la fruta} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$g = \text{Gravedad} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$

$h = \text{Altura [m]}$

La presión en el interior de la tolva va variando en función de la altura que se encuentra la fruta al ingresar en la tolva, por lo tanto, la altura es variable en este caso en el eje de la “y”, ya que la presión es mayor en la parte inferior de la tolva.

$$h = y$$

Remplazando los valores en la Ec. 3-6 se obtiene la siguiente presión en función de “y”.

$$P = 1086,96 \frac{kg}{m^3} \left[9,81 \frac{m}{s^2} (y) \right]$$

$$P = 10663,078 \frac{N}{m^3} (y)$$

En el software se coloca la presión en todas las caras internas de la tolva y se ingresa los datos de la presión en función de la variable “y”.

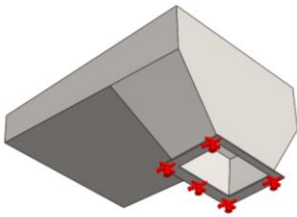
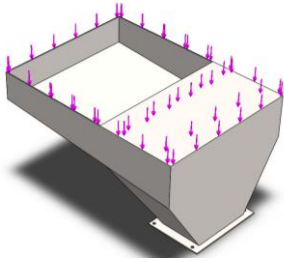
Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-20.

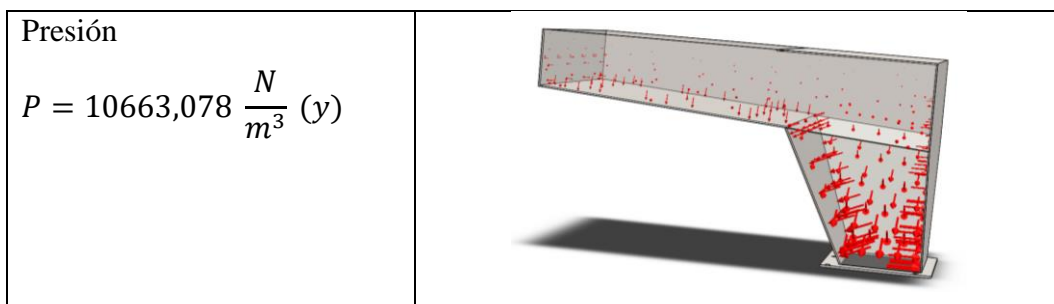
Tabla 3-20 Propiedades del material.

Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas para la tolva en la Tabla 3-21:

Tabla 3-21 Condiciones de carga para la tolva.

Condiciones de carga	
Geometría fija	
Fuerza $F_{vertices} = 392,4 N$	



Realizando el mallado respectivo a la tolva se ha obtenido los siguientes resultados para los diferentes espesores:

a) Tensión Von Mises

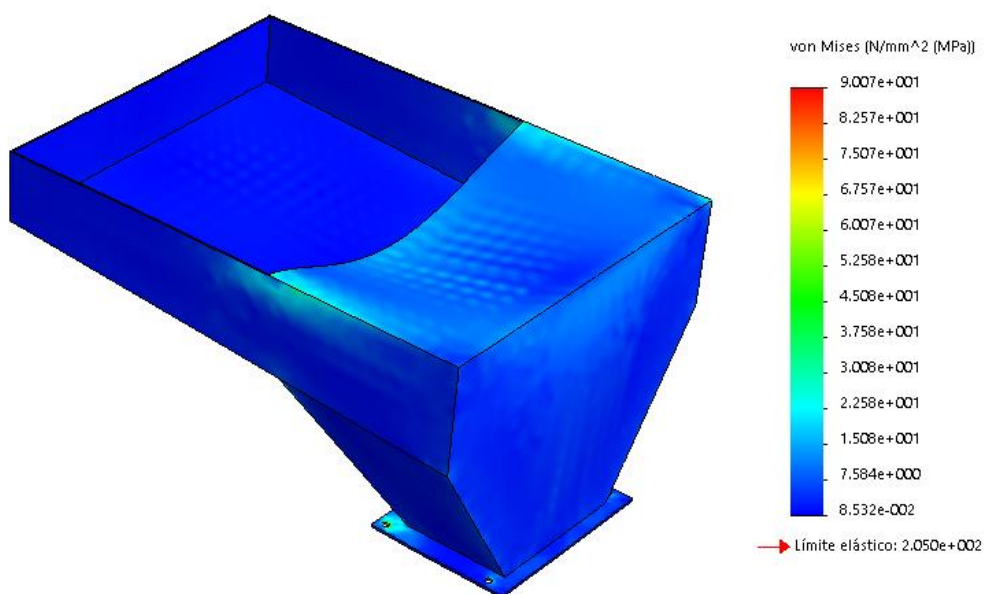


Figura 3-8 Tensión de Von Mises de la tolva.

Tabla 3-22 Tensión de Von Mises de la tolva para diferentes espesores.

Espesor (mm)	Tensión Von Mises	
	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
1	230	9,496 e ⁻²
1,5	200,9	9,603 e ⁻²
2	90,07	8,532 e ⁻²

b) Desplazamiento Resultante

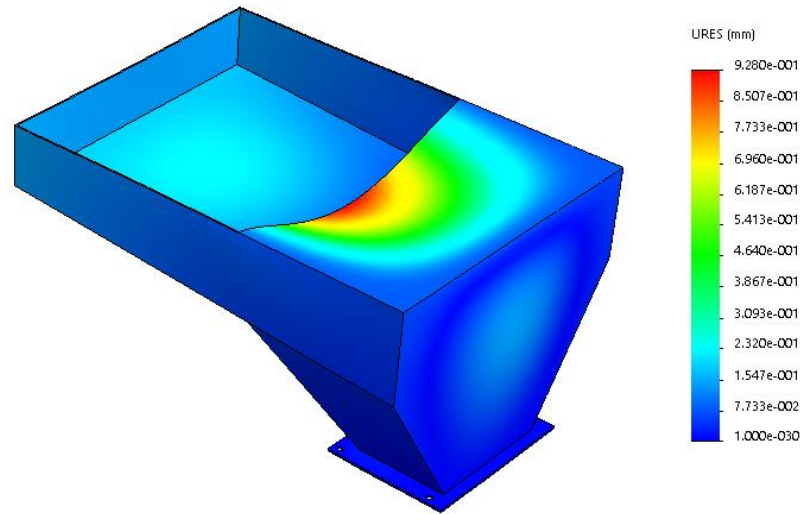


Figura 3-9 Desplazamiento resultante de la tolva.

Tabla 3-23 Desplazamientos resultantes de la tolva para diferentes espesores.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (m)	Mínimo (m)
1	2,886	$1,00 e^{-33}$
1,5	1,256	$1,00 e^{-33}$
2	0,928	$1,00 e^{-33}$

c) Factor de Seguridad

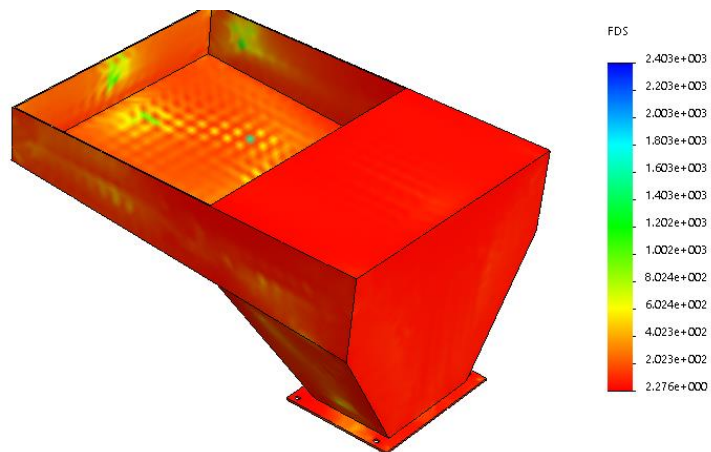


Figura 3-10 Factor de seguridad de la tolva.

Tabla 3-24 Factor de seguridad de la tolva para diferentes espesores.

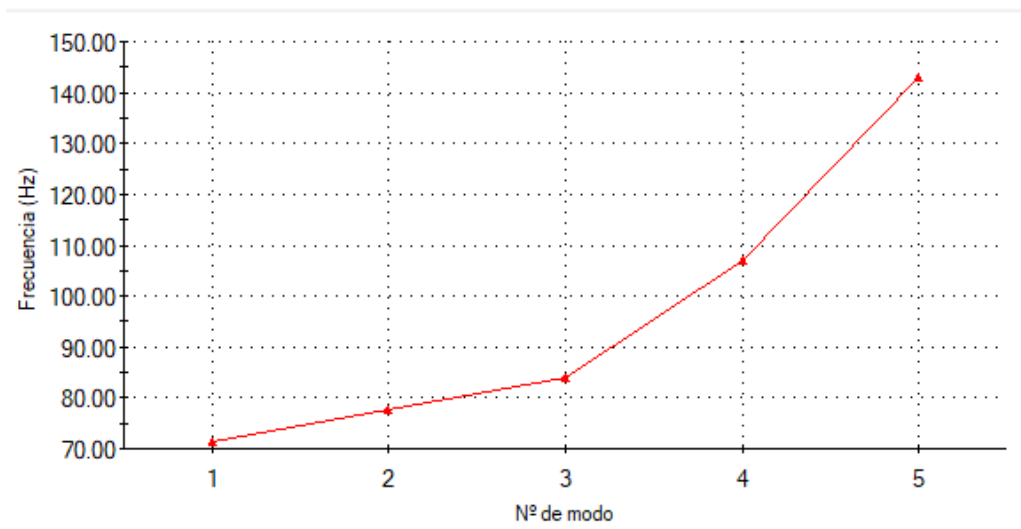
Espesor (mm)	Factor de Seguridad	
	Máximo	Mínimo
1	2,159 e ³	0,891
1,5	2,135 e ³	1,021
2	2,403e ³	2,276

Por lo tanto, la tolva con un espesor de 2 mm tiene un factor de seguridad muy considerable con respecto a los demás espesores. La tolva se construirá en una lámina de acero inoxidable austénico AISI 304 de 2 mm de espesor.

3.3.1.3 Análisis modal con vibraciones mediante software

Mediante el software se realiza el análisis modal de vibraciones para la tolva de acero inoxidable A304 de espesor 2 mm obteniendo los siguientes resultados en la Figura 3-11.

Figura 3-11 Frecuencia frente a número de modos.



La grafica representa como la frecuencia crece gradualmente en relación a cada modo, no existen saltos bruscos con lo que se demuestra que parece al mismo sistema.

3.3.2 Diseño de cuchillas de corte de fruta

Las cuchillas de corte están encargadas en picar en pequeños trozos la fruta que ingresa a la cámara de despulpado lo cual optimiza notablemente el proceso de despulpado. En la Figura 3-12 se representa la forma del sistema de corte

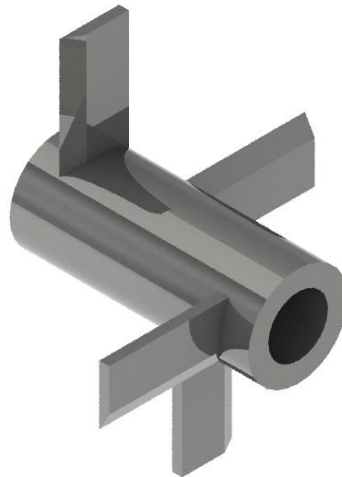


Figura 3-12 Sistema de corte.

Para el diseño de la cuchilla tomaremos en cuenta las frutas que la empresa ingresa a la despulpadora sin sacar su cáscara. Anteriormente la empresa solo ingresaba la fresa, mora, tomate, naranjilla, guayaba, porque su corteza no daba problemas al despulpar ya que la máquina antigua no cuenta con un sistema de cortado de fruta.

En este diseño se tomará en cuenta también otras frutas que eran cortadas manualmente estas serán cercenadas por el sistema de corte de la máquina despulpadora.

Para el diseño de la cuchilla se ocupará la fuerza de corte de la fruta y la fuerza producida por el peso de la fruta.

3.3.2.1 Geometría de las cuchillas

La cuchilla está hecha de acero inoxidable AISI 304 la cual va soldada a un buge igualmente de acero inoxidable AISI 304. En la Figura 3-13 se muestra la cuchilla de corte.



Figura 3-13 Cuchilla del sistema de corte.

3.3.2.2 Fuerza de corte de frutas

La fuerza de corte máxima se encuentra en el maracuyá por ende esta fuerza será utilizada en el diseño de la cuchilla del sistema de corte.

$$F_{C_{\text{maracuyá}}} = 235,33 \text{ N}$$

3.3.2.3 Fuerza por el peso de la fruta

Para la fuerza producida por el peso de la fruta se tomará en cuenta al maracuyá ya que tiene una fuerza de corte mayor a las demás frutas. Se necesita primeramente el número de maracuyás que ingresan en la tolva.

Para saber el número de maracuyás que ingresan en $0,0296 \text{ m}^3$ primeramente se procedió a medir en un recipiente de cinco litros donde ingresaron 20 unidades. Entonces mediante regla de tres se calculará el número de maracuyás que ingresaran.

$$\text{volumen de la tolva} = 0,0296 \text{ m}^3 = 29,6 \text{ l}$$

$$N_{\text{maracuyá}} = \frac{29,6(20)}{5}$$

$$N_{\text{maracuyá}} = 118,4$$

$$N_{\text{maracuyá}} = 118$$

El número de maracuyás que ingresan son 118 a continuación se calcula la fuerza del peso del maracuyá con la Ec. 3-7.

$$Fp_{maracuyá} = N_{maracuyá} m_{maracuya} g \quad Ec. 3-7$$

Donde:

$$Fp_{maracuyá} = \text{Fuerza de peso del maracuyá [N]}$$

$$m_{maracuya} = \text{Masa del maracuyá [kg]}$$

$$g = \text{Gravedad } \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Resolviendo:

$$Fp_{maracuyá} = 118 (0,193 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$Fp_{maracuyá} = 223,413 \text{ N}$$

3.3.2.4 Fuerza total que ejerce sobre la cuchilla

La fuerza total que se ejerce en la cuchilla es la suma de la fuerza de corte más la fuerza producida por el peso de la fruta.

$$FT_{cuchilla} = Fc_{maracuyá} + Fp_{maracuyá} \quad Ec. 3-8$$

$$FT_{cuchilla} = 235,33 \text{ N} + 223,413 \text{ N}$$

$$FT_{cuchilla} = 458,743 \text{ N}$$

3.3.2.5 Cálculo de momento flector

La cuchilla en su diagrama de cuerpo libre se encuentra en voladizo como se muestra en la Figura 3-14.

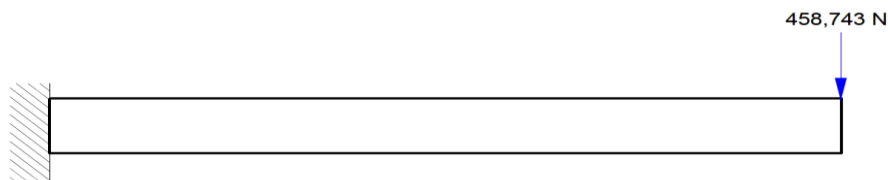


Figura 3-14 Diagrama de cuerpo libre de la chuchilla.

Aplicando sumatoria de momentos:

$$\sum M = 0$$

$$M = FT d$$

$$M = 458,743 \text{ N} (0,06 \text{ m})$$

$$M = 27,525 \text{ Nm}$$

A continuación, en la Figura 3-15 y Figura 3-16 se aprecia el diagrama de fuerza cortante y momento flector.



Figura 3-15 Diagrama de fuerza cortante de la cuchilla.

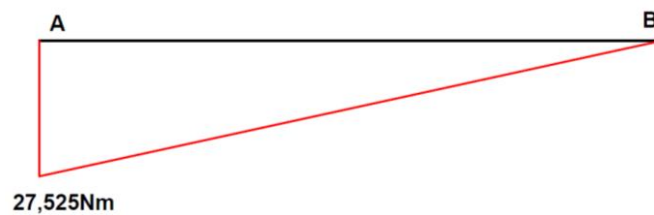


Figura 3-16 Diagrama de momento flector de la cuchilla.

3.3.2.6 Diseño de cuchilla por carga estática

Para el diseño por carga estático se realiza mediante Ec. 2-1 donde se despeja el factor de seguridad obteniendo la Ec. 3-9.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 3-9}$$

Se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises con la Ec. 2-2. Donde primeramente se necesita el cálculo del esfuerzo normal y el esfuerzo cortante el cual se calcula mediante la, Ec. 3-10 y Ec. 3-11 respectivamente. [19]

$$\sigma_x = \frac{6M}{b^2h} \quad \text{Ec. 3-10}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2bh} \quad \text{Ec. 3-11}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo normal [MPa]

τ_{xy} = Esfuerzo cortante [MPa]

V = Fuerza cortante [N]

b = Base (el espesor de la platina 0,006 m)

h = Altura (en este caso es de 0,06 m)

Resolviendo:

$$\sigma_x = \frac{6(27,524 \text{ Nm})}{(0,006 \text{ m})^2 (0,06 \text{ m})}$$
$$\sigma_x = 76,456 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(458,743 \text{ N})}{2 \times 0,006 \text{ m} (0,06 \text{ m})}$$
$$\tau_{xy} = 1,911 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(76,456 \text{ MPa})^2 + 3(1,911 \text{ MPa})^2}$$
$$\sigma' = 76,528 \text{ MPa}$$

El limite a la fluencia (S_y) del acero inoxidable AISI 304 (DIN 1.4301) es de 205 MPa según el Anexo A1.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$
$$n = \frac{205 \text{ MPa}}{76,528 \text{ MPa}}$$
$$n = 2,68$$

Por lo tanto, mediante el diseño por carga estática se obtiene un factor de seguridad de 2,68 el cual es superior a uno y por ende es correcto el diseño de la cuchilla con un espesor de 6 mm.

3.3.2.7 Diseño de cuchilla por resistencia a la fatiga

Para el diseño por resistencia a la fatiga es necesario considerar el límite de resistencia a la fatiga de la pieza. La cual podemos calcular con la Ec. 2-3.

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

Resolviendo:

- Factor de modificación de la condición superficial (k_a)

La resistencia mínima a la tensión del AISI 304 (DIN 1.4301) es $S_{ut} = 515 \text{ MPa}$ según el Anexo A1.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. 3-12}$$

Los valores de a y b se encuentran el Anexo B1.

$$a = 4,51 \text{ MPa}$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = 4,51 \text{ MPa} (515 \text{ MPa})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,862$$

- Factor de modificación del tamaño (k_b)

En la cuchilla no existe carga axial por lo tanto el valor del factor de modificación del tamaño es 1. [19]

$$k_b = 1$$

- Factor de modificación de la carga (k_c)

La cuchilla está a flexión por lo tanto el factor de modificación de carga es uno como indica el Anexo B2.

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura (k_d)

Las cuchillas están sometidas a una temperatura entre 20°C. el factor de modificación de temperatura se toma del Anexo B3.

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad (k_e)

La cuchilla debe tener una confiabilidad del 95%. Obteniendo el factor de confiabilidad en el Anexo B4.

$$k_e = 0,868$$

- Factor de modificación de efectos varios (k_f)

El factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación donde “q” es la sensibilidad a ranuras y en este caso de la cuchilla es cero.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0(k_t - 1)$$

$$k_f = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (S'_e)

Se calcula con la Ec. 3-13. [19]

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$S'_e = 0,5 (515 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 257,5 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores calculados en la siguiente ecuación:

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

$$S_e = 0,862 (1)(1)(1,010)(0,868)(1)(257,5 \text{ MPa})$$

$$S_e = 194,592 \text{ MPa}$$

Calculando el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_e}{\sigma'} \quad \text{Ec. 3-14}$$

$$n = \frac{194,592 \text{ MPa}}{76,528 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,54$$

Por lo tanto, mediante el diseño por resistencia a la fatiga se obtiene un factor de seguridad de 2,54 el cual es correcto ya que es superior a uno y por ende es correcto el diseño a fatiga.

3.3.2.8 Análisis estático del sistema de corte mediante análisis de elementos finitos en software

Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante software. Realizando un análisis para un espesor de la cuchilla de 4, 5 y 6 mm en acero inoxidable austenítico AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-25.

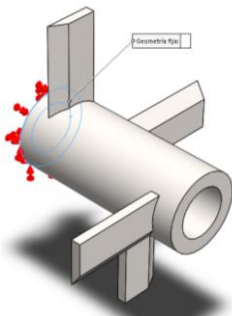
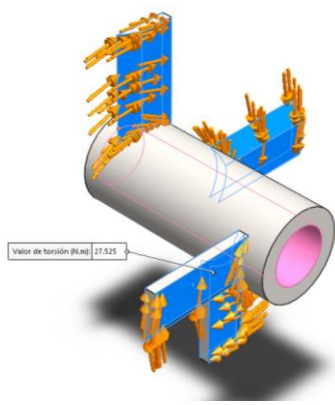
Tabla 3-25 Propiedades del material.

Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-26 se observa la geometría fija y el momento de torsión que somete al sistema de corte.

Tabla 3-26 Condiciones de carga del sistema de corte.

Condiciones de carga	
Geometría fija	
Momento torsión $M = 27,525 \text{ Nm}$	

Realizando el mallado respectivo al sistema de corte se ha obtenido los siguientes resultados para los diferentes espesores:

a) Tensión Von Mises

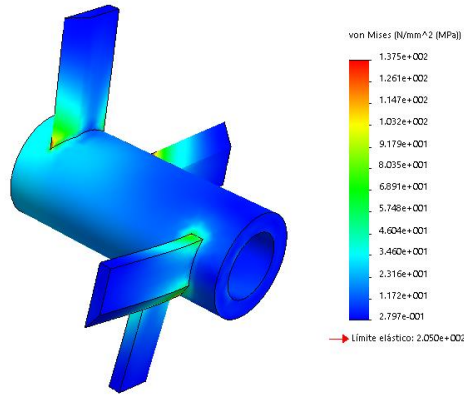


Figura 3-17 Tensión de Von Mises del sistema de corte.

Tabla 3-27 Tensión de Von Mises para diferentes espesores de cuchillas en el sistema de corte.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
4	176,6	0,2519
5	148,3	0,3013
6	137,5	0,2797

b) Desplazamiento Resultante

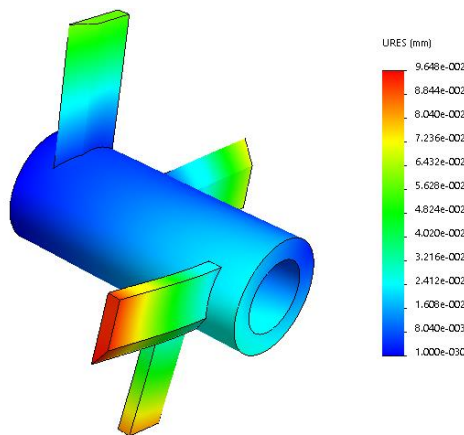


Figura 3-18 Desplazamiento resultante del sistema de corte.

Tabla 3-28 Desplazamientos resultantes para diferentes espesores de cuchillas en el sistema de corte.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
4	$1,190 e^{-1}$	$1,00 e^{-30}$
5	$1,053 e^{-1}$	$1,00 e^{-30}$
6	$9,648e^{-2}$	$1,00 e^{-30}$

c) Factor de Seguridad

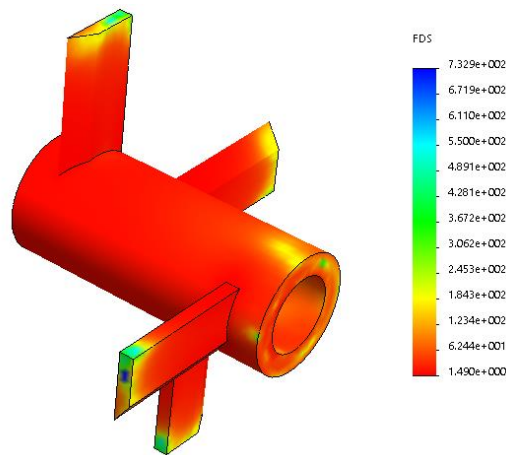


Figura 3-19 Factor de seguridad del sistema de corte.

Tabla 3-29 Factor de seguridad para diferentes espesores de cuchillas en el sistema de corte.

Factor de Seguridad		
Espesor (mm)	Máximo	Mínimo
4	$8,138 e^2$	1,161
5	$6,803 e^2$	1,383
6	$7,329 e^2$	1,490

Por lo tanto, la mejor elección es la cuchilla con espesor de 6 mm ya que tiene un factor de seguridad de 1,490 el cual es significativo a los demás espesores y garantizara su desempeño en el sistema de corte. El material del sistema de corte es de acero inoxidable austenítico A304.

3.3.3 Diseño de paletas

Las paletas generan un movimiento rotativo transmitidas por un sistema formado por un motor, poleas, bandas y eje. Este movimiento rotativo es transmitido a la fruta previamente cortada la cual con ayuda de las paletas puede entrar en contacto con el tamiz y este permitiendo la salida de la pulpa de la fruta.

3.3.3.1 Cálculo de fuerza en la paleta

Para el cálculo de la fuerza sobre las paletas se utiliza la potencia de activación promedio ya calculada anteriormente y procedemos a encontrar el par motor con la Ec. 3-15.

$$P_{accionamiento} = T\omega \quad \text{Ec. 3-15}$$

Donde:

$$P_{accionamiento} = \text{Potencia de accionamiento [W]}$$

$$T = \text{Par motor [Nm]}$$

$$\omega = \text{Velocidad angular } \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Datos:

$$P_{activación} = 560,43 \text{ W}$$

$$\omega = 600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 62,832 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Resolviendo:

$$T = \frac{P_{activación}}{\omega}$$
$$T = \frac{560,43 \text{ W}}{62,832 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$
$$T = 8,919 \text{ Nm}$$

Luego calculamos la fuerza que actuara sobre las paletas con la Ec. 3-16.

$$F_{paleta} = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. 3-16}$$

Donde:

F_{paleta} = Fuerza sobre la paleta [N]

r = radio del sistema de paletas [m]

Datos:

$$r = 0,14 \text{ m}$$

Resolviendo:

$$F_{paleta} = \frac{8,919 \text{ Nm}}{0,14 \text{ m}}$$

$$F_{paleta} = 63,707 \text{ N}$$

3.3.3.2 Cálculo de fuerza cortante y momento flector de la paleta

La paleta está sometida a una carga distribuida de 63,707 N y apoyada a cierta distancia en los soportes de paletas como se muestra en la Figura 3-20.

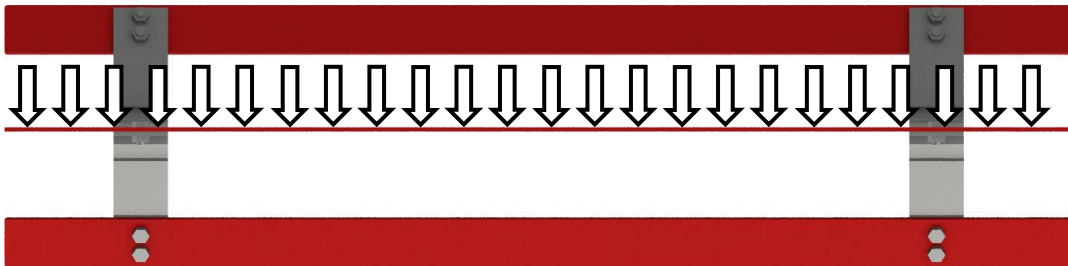


Figura 3-20 Carga distribuida en el sistema de paletas.

- El diagrama de cuerpo libre está representado en la Figura 3-21.

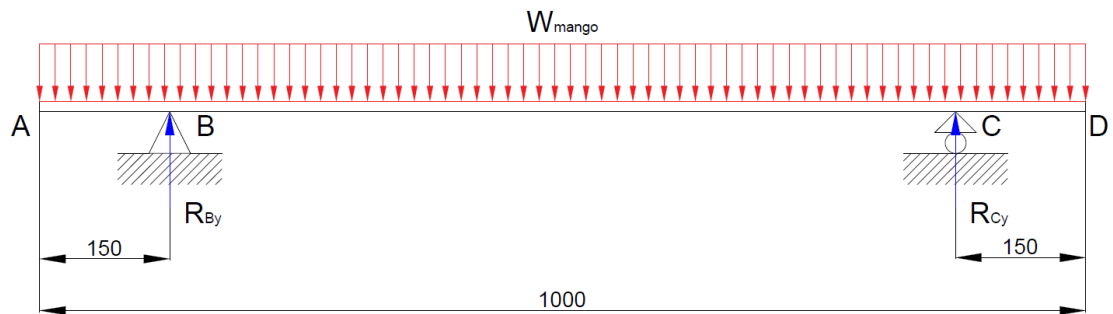


Figura 3-21 Diagrama de cuerpo libre de la paleta.

$$W_{paleta} = \frac{F_{paleta}}{L_{paleta}} \quad \text{Ec. 3-17}$$

$$W_{paleta} = \frac{63,707 \text{ N}}{1 \text{ m}}$$

$$W_{paleta} = 63,707 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

- El diagrama de esfuerzo cortante está representado en la Figura 3-22.

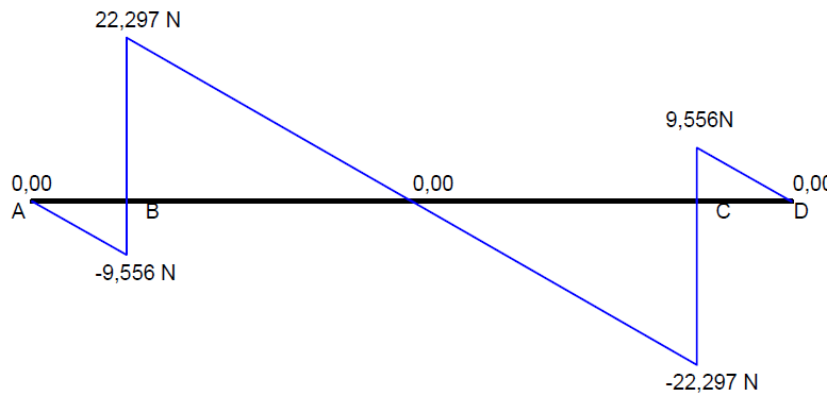


Figura 3-22 Diagrama de esfuerzo cortante de la paleta.

$$V = 22,297 \text{ N}$$

$$R_{By} = 31,854 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 31,854 \text{ N}$$

- El diagrama de momento flector está representado en la Figura 3-23.

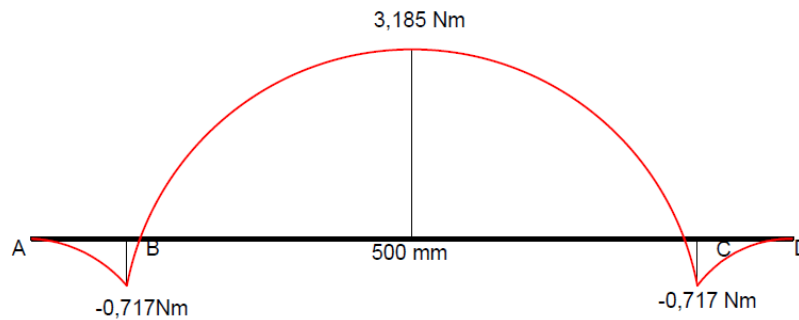


Figura 3-23 Diagrama de momento flector de la paleta.

$$M = 3,185 \text{ Nm}$$

3.3.3.3 Diseño de paleta por carga estática

Para el diseño por carga estático se realiza mediante Ec. 2-1 donde se despeja el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises con la Ec. 2-2. Donde primeramente se necesita el cálculo del esfuerzo normal y el esfuerzo cortante el cual se calcula mediante la, Ec. 3-10 y Ec. 3-11 respectivamente. [19]

- Esfuerzo normal

$$\sigma_x = \frac{6(3,185 \text{ Nm})}{(0,006 \text{ m})^2 \times 0,05 \text{ m}}$$

$$\sigma_x = 10,617 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante

$$\tau_{xy} = \frac{3(22,297 \text{ N})}{2 \times 0,006 \text{ m} (0,05 \text{ m})}$$

$$\tau_{xy} = 0,111 \text{ MPa}$$

- Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{(10,617 \text{ MPa})^2 + 3(0,111 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 10,619 \text{ MPa}$$

El S_y del acero inoxidable AISI 304 (DIN 1.4301) es de 205 MPa.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{205 \text{ MPa}}{10,619 \text{ MPa}}$$

$$n = 19,31$$

Por lo tanto, mediante el diseño por carga estática se obtiene un factor de seguridad de 19,31 el cual es correcto ya que es superior a uno y por ende las paletas serán diseñadas en platina de 50 mm con un espesor de 6 mm.

3.3.3.4 Diseño de la paleta por resistencia a la fatiga

Para el diseño por resistencia a la fatiga es necesario considerar el límite de resistencia a la fatiga de la pieza. La cual podemos calcular con la Ec. 2-3.

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

Resolviendo:

- Factor de modificación de la condición superficial (k_a)

La resistencia mínima a la fatiga del AISI 304 (DIN 1.4301) es $S_{ut} = 515 \text{ MPa}$.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. 3-18}$$

Los valores de a y b se encuentran en el Anexo B1.

$$k_a = 4,51 \text{ MPa } (515 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0,862$$

- Factor de modificación del tamaño (k_b)

La paleta tiene una sección rectangular por lo tanto se calcula una dimensión efectiva (d_e) para perfil con la ecuación que se encuentra en el Anexo B5.

La dimensión efectiva es calculada con la Ec. 3-19.

$$d_e = 0,808\sqrt{hb} \quad \text{Ec. 3-19}$$

$$d_e = 0,808\sqrt{6 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}}$$

$$d_e = 13,995 \text{ mm}$$

El factor de modificación por tamaño se calcula con la Ec. 3-20.

$$k_b = 1,24d_e^{-0,107} \quad \text{Ec. 3-20}$$

$$k_b = 1,24(13,995)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,935$$

- Factor de modificación de la carga (k_c)

Ver el factor de modificación de la carga en el Anexo B2.

$$k_c = 0,85$$

- Factor de modificación de la temperatura (k_d)

Las cuchillas están sometidas a una temperatura entre 20°C ya que se trabaja a condiciones normales. El factor de modificación de temperatura se toma del Anexo B3.

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad (k_e)

La paleta debe tener una confiabilidad del 90. Obteniendo el factor de confiabilidad del 0,0897 según el Anexo B4.

$$k_e = 0,897$$

- Factor de modificación de efectos varios (k_f)

El factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación donde “q” es igual cero ya que la paleta no tiene sensibilidad a la muesca entonces:

$$k_f = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (S'_e)

Se calcula con la Ec. 3-21.

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad \text{Ec. 3-21}$$

$$S'_e = 0,5(515 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 257,5 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores calculados en la Ec. 2-3.

$$S_e = 0,862 (0,935) (0,85) (1)(0,897)(1) (257,5 \text{ MPa})$$

$$S_e = 158,237 \text{ MPa}$$

Calculando el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$n = \frac{158,237 \text{ MPa}}{10,619 \text{ MPa}}$$

$$n = 14,90$$

Por lo tanto, mediante el diseño por resistencia a la fatiga se obtiene un factor de seguridad de 14,90 lo que quiere decir que el diseño esta correcto ya que el factor de seguridad calculado es mayor que uno.

3.3.3.5 Análisis estático de la paleta por análisis de elementos finitos mediante software

Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante el software. Realizando un análisis para un espesor de la paleta de 6 mm en acero inoxidable AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-30.

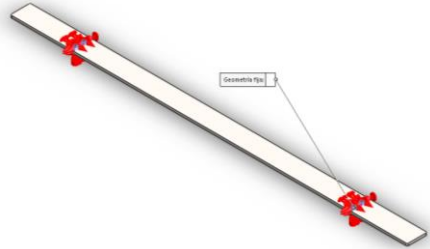
Tabla 3-30 Propiedades del material.

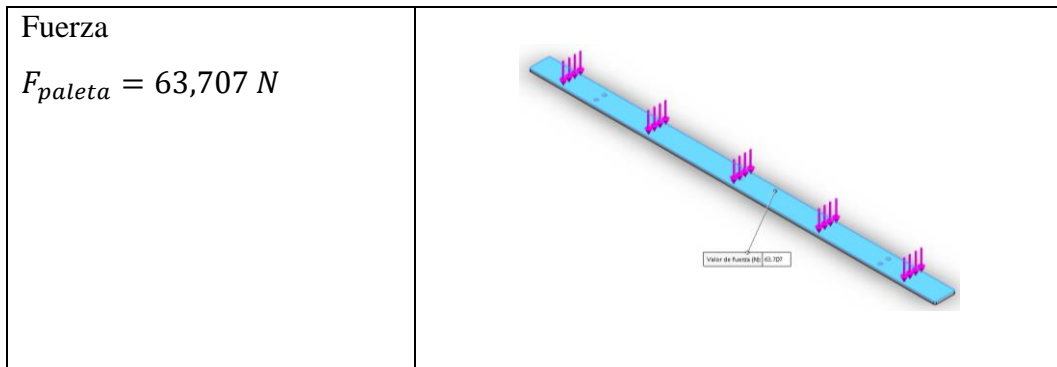
Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-31 se observa la geometría fija y la carga que somete a la paleta.

Tabla 3-31 Condiciones de carga de la paleta

Condiciones de carga	
Geometría fija	 <p>El diagrama muestra una paleta blanca inclinada. En su extremo superior izquierdo, hay un símbolo de fijación roja que indica una condición de borde fija. En su extremo inferior derecho, hay otro símbolo de fijación roja. Una línea con una etiqueta 'Geometría fija' apunta a la parte superior de la paleta, indicando la zona de apoyo.</p>



Realizando el mallado respectivo al sistema de corte se ha obtenido los siguientes resultados para el espesor de 6 mm.

a) Tensión Von Mises

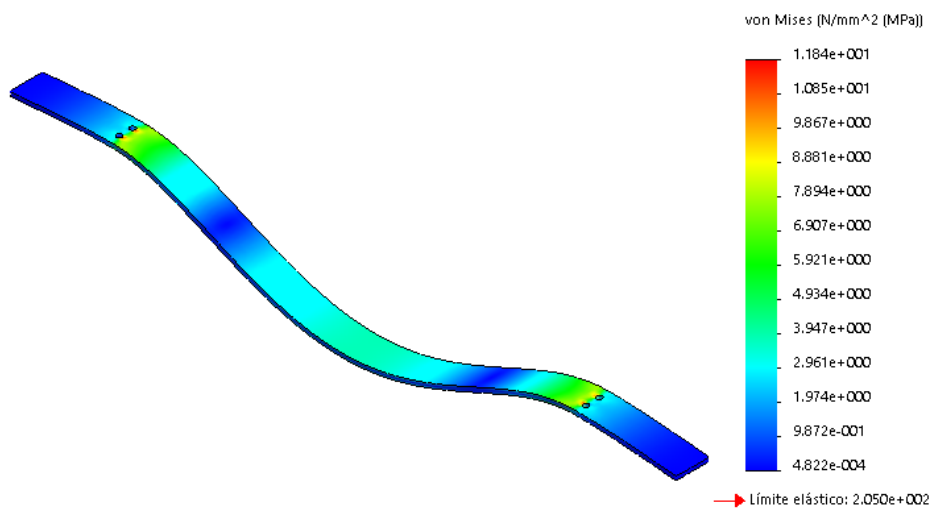


Figura 3-24 Tensión de Von Mises de la paleta.

Tabla 3-32 Tensión de Von Mises para una paleta de un espesor de 6 mm.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
6	11,84	$4,822 e^{-4}$

b) Desplazamiento Resultante

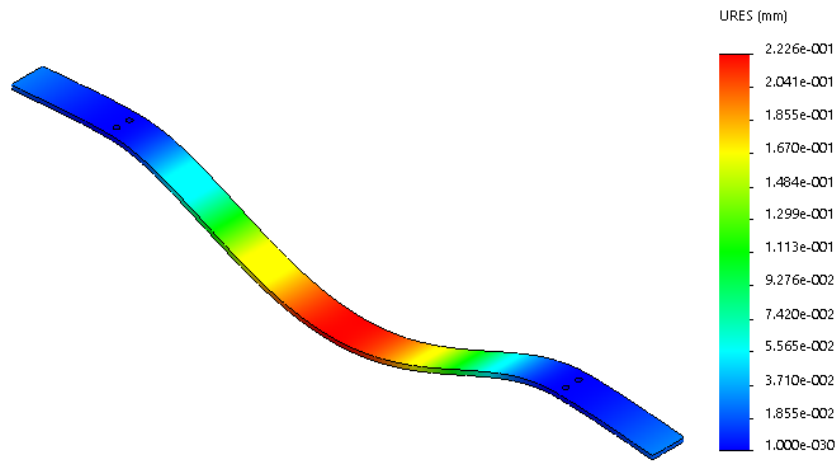


Figura 3-25 Desplazamiento resultante de la paleta.

Tabla 3-33 Desplazamiento resultante para una paleta de un espesor de 6 mm.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
6	$2,226e^{-1}$	$1,00 \times 10^{-30}$

c) Factor de Seguridad

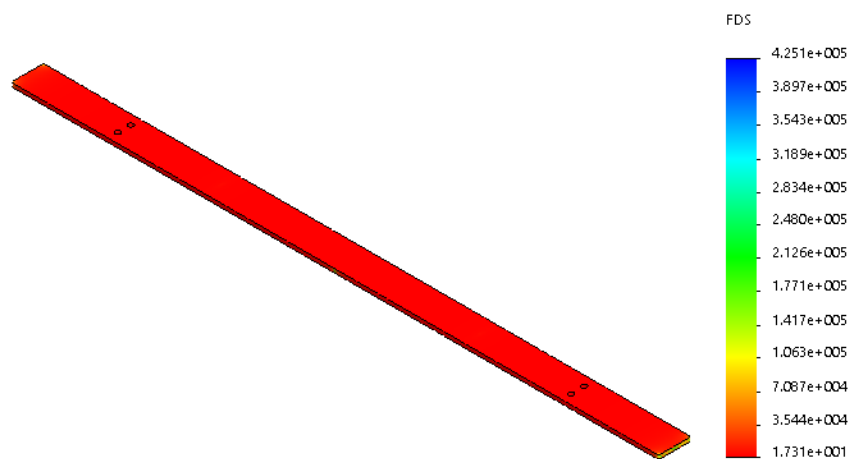


Figura 3-26 Factor de seguridad de la paleta.

Tabla 3-34 Factor de seguridad para una paleta de un espesor de 6 mm.

Espesor (mm)	Factor de Seguridad	
	Máximo	Mínimo
6	4,251 e ⁵	17,31

Por lo tanto, el espesor de 6 mm para el diseño es el correcto ya que tiene un factor de seguridad es de 17,31 y lo más importante es su desplazamiento máximo 0,282 mm que es muy pequeño al momento de chocar con la fruta.

3.3.4 Diseño de soporte de paletas

El soporte de paletas es un elemento que se mueve en forma giratoria ya que está vinculada al eje motriz. También sostiene a las paletas con ayuda de dos pernos a cada lado del soporte como se muestra en la Figura 3-27.

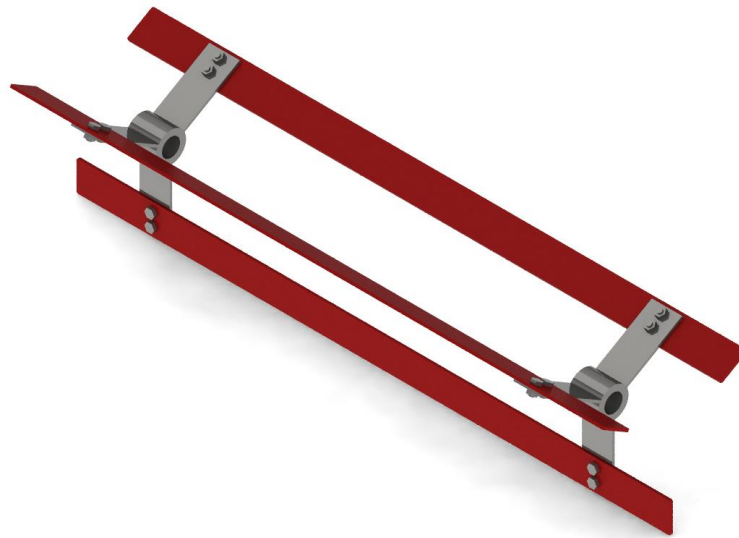


Figura 3-27 Sistema de Paletas.

3.3.4.1 Cálculo de fuerza sobre el soporte de paletas

La fuerza que se necesita para el estudio estático del soporte de paletas ya fue previamente calculada la cual es la reacción en el punto B del estudio de fuerza cortante de la paleta más la fuerza del peso de la paleta.

$$P_{paleta} = \frac{2,389}{2} \text{ kg} \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$P_{paleta} = 11,718 \text{ N}$$

$$R_{By} = 31,854 \text{ N}$$

$$F = R_{By} + P_{paleta}$$

$$F = 11,718 \text{ N} + 31,854 \text{ N}$$

$$F = 43,572 \text{ N}$$

3.3.4.2 Cálculo de fuerza cortante y momento flector de la paleta

El soporte de paletas está sometida a una carga distribuida de 43,572 N, para el estudio en diagrama de cuerpo libre consideraremos que el soporte está en voladizo como se ve en Figura 3-28.

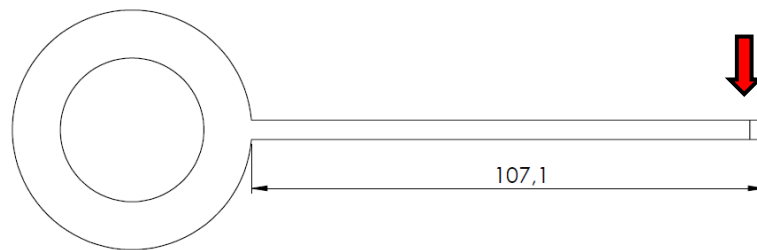


Figura 3-28 Soporte de paletas con dirección de su carga y distancia a la carga.

- El diagrama de cuerpo libre se muestra en la Figura 3-29.

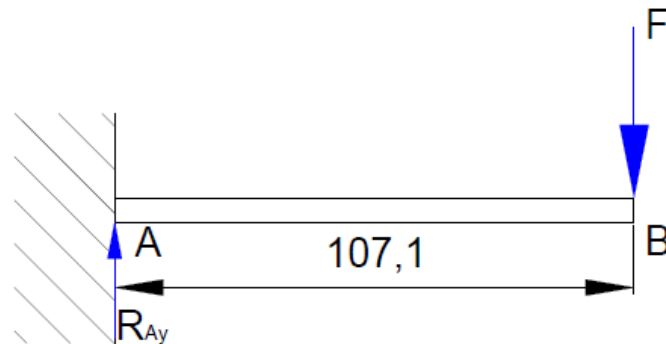


Figura 3-29 Diagrama de cuerpo libre del soporte de paletas.

- El diagrama de esfuerzo cortante se muestra en la Figura 3-30.

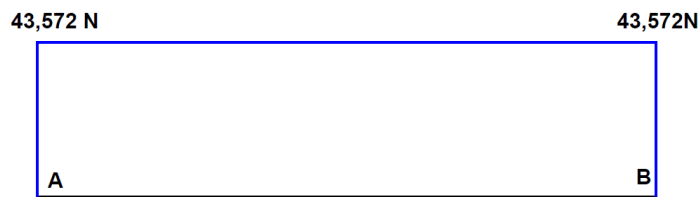


Figura 3-30 Diagrama de esfuerzo cortante del soporte de paletas.

$$V = 43,572 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 43,572 \text{ N}$$

- El diagrama de momento flector se muestra en la Figura 3-31.

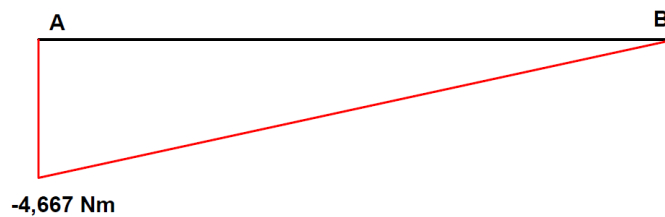


Figura 3-31 Diagrama de momento flector del soporte de paletas.

$$M = 4,667 \text{ Nm}$$

3.3.4.3 Diseño de soporte de paletas por carga estática

Para el diseño por carga estático se realiza mediante Ec. 2-1 donde se despeja el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises con la Ec. 2-2. Donde primeramente se necesita el cálculo del esfuerzo normal y el esfuerzo cortante el cual se calcula mediante la, Ec. 3-10 y Ec. 3-11 respectivamente. [19]

- Esfuerzo Normal

$$\sigma_x = \frac{6(4,667Nm)}{(0,005 m)^2 \times 0,05 m}$$

$$\sigma_x = 22,402 MPa$$

- Esfuerzo cortante

$$\tau_{xy} = \frac{3(43,572 N)}{2 (0,005 m) (0,05 m)}$$

$$\tau_{xy} = 0,261 MPa$$

- Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{(22,402 MPa)^2 + 3(0,261 MPa)^2}$$

$$\sigma' = 22,407 MPa$$

El S_y del acero inoxidable AISI 304 (DIN 1.4301) es de 205 MPa.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{205 MPa}{22,407 MPa}$$

$$n = 9,15$$

Por lo tanto, mediante el diseño por carga estática se obtiene un factor de seguridad de 9,15 el cual es mayor a uno y por lo tanto el espesor de 5 mm es correcto para el diseño de los soportes.

3.3.4.4 Diseño de la paleta por resistencia a la fatiga

Para el diseño por resistencia a la fatiga es necesario considerar el límite de resistencia a la fatiga de la pieza. La cual podemos calcular con la Ec. 2-3.

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

Resolviendo:

- Factor de modificación de la condición superficial (k_a)

La resistencia mínima a la tensión del AISI 304 es $S_{ut} = 505 \text{ MPa}$.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Los valores de a y b se toman del Anexo B1.

$$k_a = 4,51 \text{ MPa} (515 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0,862$$

- Factor de modificación del tamaño (k_b)

La paleta tiene una sección rectangular por lo tanto se calcula una dimensión efectiva (d_e) para perfil con la ecuación que se encuentra en el Anexo B5.

La dimensión efectiva es calculada con la ecuación Ec. 3-22.

$$d_e = 0,808\sqrt{hb} \quad \text{Ec. 3-22}$$

$$d_e = 0,808\sqrt{5 \text{ mm}(50 \text{ mm})}$$

$$d_e = 12,776 \text{ mm}$$

El factor de modificación por tamaño se calcula con la Ec. 3-23.

$$k_b = 1,24d_e^{-0,107} \quad \text{Ec. 3-23}$$

$$k_b = 1,24(12,776)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,944$$

- Factor de modificación de la carga (k_c)

Ver el factor de modificación de la carga en el Anexo B2.

$$k_c = 0,85$$

- Factor de modificación de la temperatura (k_d)

Las cuchillas están sometidas a una temperatura entre 20°C ya que se trabaja a condiciones normales. El factor de modificación de temperatura se toma del Anexo B3.

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad (k_e)

La paleta debe tener una confiabilidad del 90. Obteniendo el factor de confiabilidad del Anexo B4.

$$k_e = 0,897$$

- Factor de modificación de efectos varios (k_f)

El factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación donde “q” es igual 0 ya que la paleta no tiene sensibilidad a la muesca entonces:

$$k_f = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (S'_e)

Se calcula con la Ec. 3-24.

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad \text{Ec. 3-24}$$

$$S'_e = 0,5 (515 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 257,5 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores calculados en la siguiente la Ec. 2-3.

$$S_e = 0,862 \times 0,944 \times 0,85 \times 1 \times 0,897 \times 1 \times 257,5 \text{ MPa}$$

$$S_e = 159,759 \text{ MPa}$$

Calculando el factor de seguridad:

$$n = \frac{Se}{\sigma'}$$

$$n = \frac{159,759 \text{ MPa}}{22,407 \text{ MPa}}$$

$$n = 7,13$$

Por lo tanto, mediante el diseño por resistencia a la fatiga se obtiene un factor de seguridad de 7,13 el cual es mayor que uno y por ende es correcto el diseño del soporte de paletas el cual será hecho de acero inoxidable AISI 304 de una platina de 50 mm por 5 mm de espesor.

3.3.5 Análisis estático sistema de paletas por análisis de elementos finitos en software

El sistema de paletas está conformado por dos soportes, tres paletas, y unidas por pernos. Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante un software, el material del elemento es acero inoxidable AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-35.

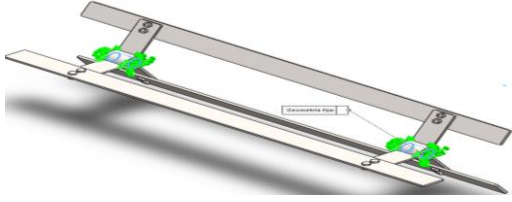
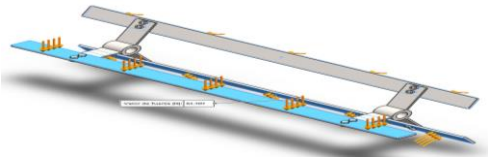
Tabla 3-35 Propiedades del material.

Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-36 se observa la geometría fija y la carga que somete al sistema de paletas.

Tabla 3-36 Condiciones de carga de la paleta

Condiciones de carga	
Geometría fija	
Fuerza $F_{paleta} = 63,707 N$	

Realizando el mallado respectivo al sistema de corte se ha obtenido los siguientes resultados:

a) Tensión Von Mises

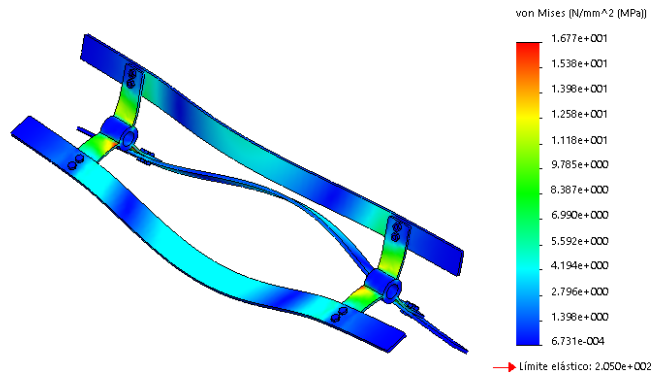


Figura 3-32 Tensión Von Mises de sistema de paletas.

Tabla 3-37 Tensión Von Mises para el sistema de paletas con una paleta de espesor de 5 mm.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
5	16,77	$6,731 e^{-4}$

b) Desplazamiento Resultante

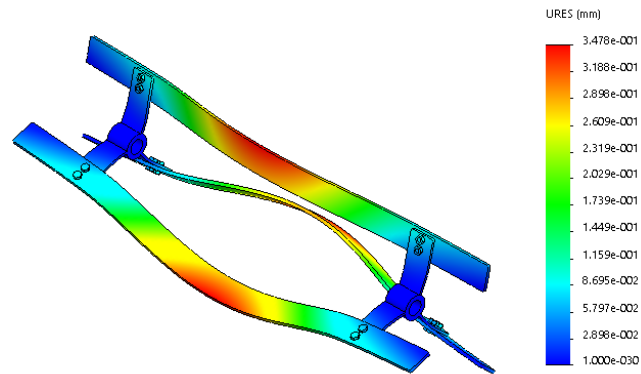


Figura 3-33 Desplazamiento resultante del sistema de paletas.

Tabla 3-38 Desplazamiento resultante para el sistema de paletas con una paleta de espesor de 5 mm.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
5	0,347	$1,00 \times 10^{-30}$

c) Factor de Seguridad

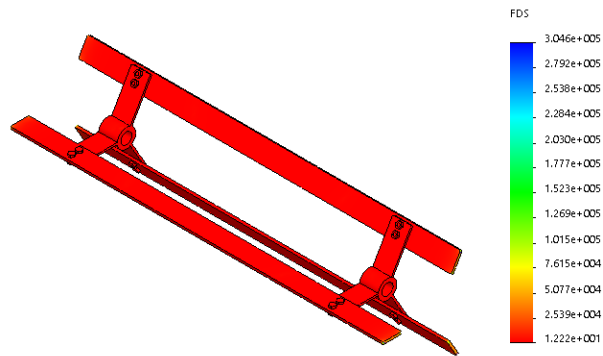


Figura 3-34 Factor de seguridad para el sistema de paletas.

Tabla 3-39 Factor de seguridad para el sistema de paletas con una paleta de espesor de 5 mm.

Factor de Seguridad		
Espesor (mm)	Máximo	Mínimo
5	$3,046 \text{ e}^5$	12,22

Por lo tanto, el sistema de paletas tiene un factor de seguridad mínimo de 12,22 y el espesor de la paleta es el correcto ya que el factor de seguridad es mayor a uno.

3.3.6 Selección de motor

La selección del motor adecuado va de la mano de la potencia que requiere el sistema motriz en este caso el eje motriz mueve en forma circular el sistema de corte y sistema de paletas.

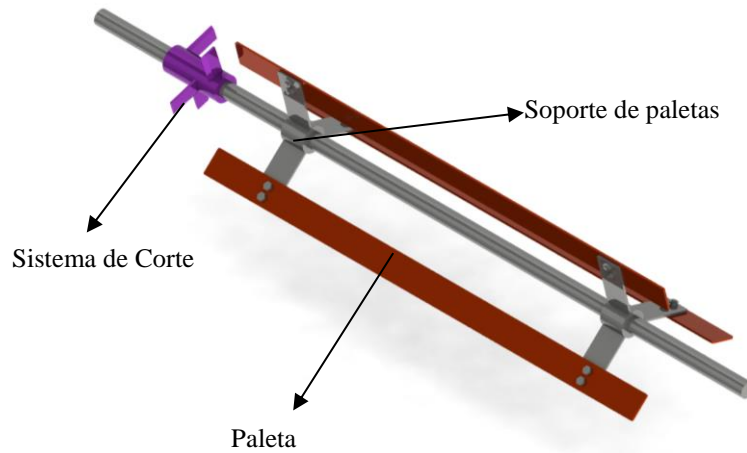


Figura 3-35 Sistema de corte, paletas y eje motriz.

El cálculo de la potencia requerida también toma en cuenta la energía cinética de rotación. Para el cálculo de la energía cinética se necesita la Ec. 3-25.

$$Ec = \frac{1}{2} I_T \omega^2 \quad Ec. 3-25$$

Donde:

$Ec =$ Energía cinética de rotación [Nm]

$I_T =$ Momento de inercia total [kg m²]

$\omega =$ Velocidad angular $\left[\frac{rad}{s} \right]$

3.3.6.1 Cálculo de momento de inercia

El momento de inercia es calculado para los elementos que se encuentran relacionados con el eje motriz, a continuación, se calcula el momento de inercia respecto al eje “x” para cada elemento.

3.3.6.1.1 Momento de inercia del sistema de corte

Para obtener el momento de inercia del sistema de corte se utiliza un software de CAD para modelado mecánico ya que un elemento tiene secciones irregulares, los datos se ven la Figura 3-36.



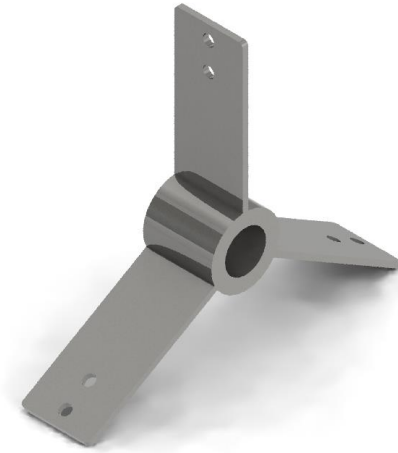
Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)	
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.	
$I_{xx} = 1295939.60$	$I_{xy} = -187141.02$
$I_{yx} = -187141.02$	$I_{yy} = 7095989.88$
$I_{zx} = 215678.38$	$I_{zy} = -982.17$

Figura 3-36 Momento de inercia del sistema de corte.

$$I_{SCx} = 1295939,6 \text{ gmm}^2$$

3.3.6.1.2 Momento inercia del soporte de paletas

Para obtener el momento de inercia del sistema de corte se utiliza un software de CAD para modelado mecánico ya que un elemento tiene secciones irregulares los datos se ven en la Figura 3-37.



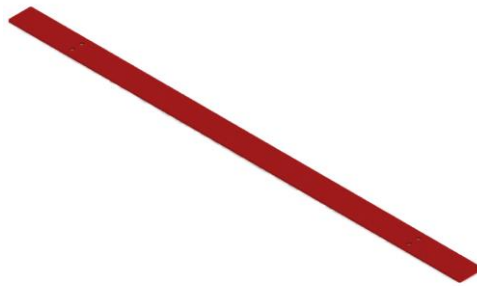
Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)	
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.	
$I_{xx} = 4623205.71$	$I_{xy} = 0.00$
$I_{yx} = 0.00$	$I_{yy} = 3257538.20$
$I_{zx} = 0.00$	$I_{zy} = 0.00$

Figura 3-37 Momento de inercia del soporte de paletas.

$$I_{SPx} = 4623205,71 \text{ gmm}^2$$

3.3.6.1.3 Momento de inercia de la paleta

Para obtener el momento de inercia de la paleta se utiliza el software SOLIDWORKS ya que un elemento tiene secciones irregulares, los datos se ven en la Figura 3-38.



Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)	
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.	
$I_{xx} = 2021192.78$	$I_{xy} = 3584967.29$
$I_{yx} = 3584967.29$	$I_{yy} = 798212319.36$
$I_{zx} = 29874727.44$	$I_{zy} = 179248.36$

Figura 3-38 Momento de inercia de la paleta.

$$I_p = 2021192,78 \text{ gmm}^2$$

Las paletas se encuentran a una distancia de 87 mm del centro del eje motriz al eje de coordenadas donde es tomada el momento de inercia de la paleta y tiene un peso de 2389,98 gramos. Por lo tanto, se utiliza el teorema de Steiner para el cálculo con la Ec. 3-26.

$$I_{Px} = 3(I_{SP} + md^2) \quad \text{Ec. 3-26}$$

$$I_{Px} = 3[2021192,78 \text{ g mm}^2 + (2389,98 \text{ g} (87 \text{ mm})^2)]$$

$$I_{Px} = 60332854,2 \text{ g mm}^2$$

3.3.6.1.4 Momento de inercia total

El momento de inercia total es la suma de todos los momentos de inercias vinculados al eje motriz.

$$I_T = I_{SCx} + I_{SPx} + I_{Px} \quad \text{Ec. 3-27}$$

$$I_T = 1295939,6 \text{ g mm}^2 + 4623205,71 \text{ g mm}^2 + 60332854,2 \text{ g mm}^2$$

$$I_T = 66251999,51 \text{ g mm}^2$$

$$I_T = 0.0663 \text{ kg m}^2$$

3.3.6.1.5 Velocidad angular

Las despulpadoras industriales de frutas trabajan a velocidades comprendidas entre 500 rpm y 600 rpm. Para el diseño de este proyecto se tomará en cuenta una velocidad angular de 600 rpm. [26]

$$\omega = 600 \text{ rpm} = 62,832 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

A continuación, se reemplaza los valores obtenidos en la Ec. 3-25.

$$Ec = \frac{1}{2} (0.0663 \text{ kg m}^2) \left(62,832 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)^2$$
$$Ec = 130,872 \text{ Nm}$$

3.3.6.2 Potencia de empuje

El tiempo de salida de la pulpa del tamiz tiene una duración de 10 segundos por lo tanto la potencia de empuje se calcula con la Ec. 3-28.

$$P_E = \frac{Ec}{T_E} \quad \text{Ec. 3-28}$$

Donde:

$P_E = \text{Potencia de Empuje [W]}$

$Ec = \text{Energía cinética de rotación [Nm]}$

$T_E = \text{Tiempo de empuje [seg]}$

Resolviendo:

$$P_E = \frac{130,872 \text{ Nm}}{10 \text{ seg}}$$
$$P_E = 13,087 \text{ W}$$

3.3.6.3 Potencia de corte

Esta potencia es la generada por el sistema de corte la cual necesita para cortar en la fruta en pequeños trozos y facilite el despulpado en el interior del tamiz. Para el cálculo de la potencia de corte se utiliza la Ec. 3-29.

$$P_C = F_{cuchilla} R_C \omega \quad \text{Ec. 3-29}$$

Donde:

$P_C =$ Potencia de corte [W]

$F_{cuchilla} =$ Fuerza total del sistema de corte [N]

$R_C =$ Radio de corte [m]

$\omega =$ Velocidad angular

Resolviendo:

$$P_C = 235,33 \text{ N}(0,08 \text{ m}) \left(62,832 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right)$$

$$P_C = 1182,900 \text{ W}$$

3.3.6.4 Potencia de agitación del sistema de paletas

Esta potencia es la requiere el sistema de paletas para poder penetrar la pulpa por el tamiz. Para el cálculo de la potencia de agitación se toma en cuenta la fuerza de peso que genera el mango ya que esta fruta tiene mayor densidad, se calcula la potencia de agitación con la Ec. 3-30.

$$P_A = F_{paletas} R_A \omega \quad \text{Ec. 3-30}$$

Donde:

$P_A =$ Potencia de agitación

$F_{paletas} =$ Fuerza sobre las paletas

$R_A =$ Radio de agitación

Resolviendo:

$$P_A = 63,707 \text{ N}(0,14 \text{ m}) \left(62,832 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right)$$
$$P_A = 560,397 \text{ W}$$

3.3.6.5 Potencia total requerida

La potencia total que necesita el motor es la suma de la potencia de empuje, corte y agitación.

$$PT = P_E + P_C + P_A \quad \text{Ec. 3-31}$$

$$PT = 13,087 \text{ W} + 1182,900 \text{ W} + 560,397 \text{ W}$$

$$PT = 1756,384 \text{ W} = 2,36 \text{ HP}$$

Para la selección del motor adecuado con una carga nominal de servicio se procede a multiplicar por el factor de servicio como recomienda la norma NEMA MG-1 – Section 1 – Part 1. El factor de servicio es seleccionado del Anexo C1.

$$P_{MOTOR} = PT F_s$$

Donde:

$$P_{MOTOR} = \text{Potencia del motor [HP]}$$

$$F_s = \text{Factor de servicio}$$

Resolviendo:

$$P_{MOTOR} = 2,36 \text{ HP (1,15)}$$

$$P_{MOTOR} = 2,714 \text{ HP} \approx 3 \text{ HP}$$

Con la potencia del motor se procede a buscar en un catálogo con una potencia más cercana a la calculada que sería de **3HP** ya que no existe motores con la potencia de 2,714 HP.

Buscando en el catálogo de motores WEG W22 se procede a seleccionar un motor WEG W22 de 3HP bifásico los cuales son construidos de acuerdo a las especificaciones NEMA MG-1 para uso en ambientes húmedos ver en Anexo C2.

3.3.7 Selección de correa

Para selección de la correa contamos con los siguientes datos que están especificados en la Tabla 3-41 y la Tabla 3-40 según el Anexo C3:

Tabla 3-40 Datos del motor WEG W22 3HP.

MOTOR	
Potencia	3 HP- 2,2 kW
RPM	1745

Tabla 3-41 Horas de trabajo y velocidad de la despulpadora.

DESPULPADORA	
Horas de trabajo	18
Velocidad	600 RPM (velocidad recomendada para maquinas despulpadoras de fruta industriales). [26]

3.3.7.1 Potencia requerida

Para el cálculo de la potencia requerida se necesita multiplicar el factor de corrección por la potencia que suministra el motor.

Para hallar el factor de corrección se necesita las horas que trabaja la máquina y el tipo de máquina, en este caso la máquina despulpadora trabajara 8 horas diarias para obtener el factor de corrección buscaremos en la Tabla 3-42.

Tabla 3-42 Factores de servicio valores de coeficiente de corrección. [27]

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS			
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN	TIPOS DE UNIDA		
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación. SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO: Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2	MOTORES ELÉCTRICOS AC Torque Normal Jaula de Ardilla y Sincrono AC Fase Dividida DC Devanado en Derivación Motores de Combustión Interna		
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero	1.0	1.1	1.2
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias	1.1	1.2	1.3
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tablillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Máquinas Textil	1.2	1.3	1.4
Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos	1.3	1.4	1.5

$$f_{cc} = 1,3$$

La potencia requerida se calcula con la Ec. 3-32.

$$P_c = P_{MOTOR} f_{sc} \quad \text{Ec. 3-32}$$

Donde:

$$P_c = \text{Potencia requerida} [2,2 \text{ kW}]$$

$$f_{sc} = \text{Factor de servicio}$$

Resolviendo:

$$P_c = 2,2 \text{ kW}(1,3)$$

$$P_c = 2,86 \text{ kW} = 3,84 \text{ HP}$$

3.3.7.2 Selección de tipo de correa

En el mercado nacional las correas trapezoidales tienen diferentes secciones estas pueden ser de tipo A, B, C, D, E, Z en el siguiente grafico se podrá hallar el tipo de correa con ayuda de las RPM del motor y la potencia requerida.

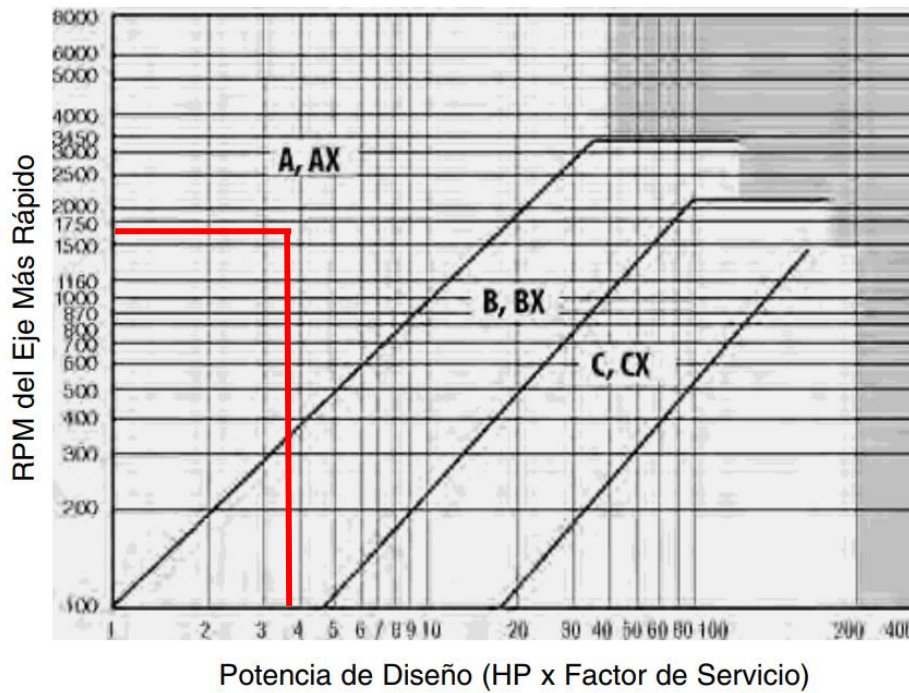


Figura 3-39 Selección de la sección de la correa. [27]

Por lo tanto, la correa seleccionada es de tipo A.

3.3.7.3 Relación de transmisión

Para el cálculo de la relación de transmisión del sistema se necesita las RPM tanto del motor y la despulpadora. La relación de transmisión se calcula con la Ec. 3-33.

$$k = \frac{n_{motor}}{n_{despulpadora}} = \frac{D}{d} \quad \text{Ec. 3-33}$$

Donde:

k = Relación de transmisión

$n_{motor} = RPM \text{ del motor}$

$n_{despulpadora} = RPM \text{ de la despulpadora}$

$d = \text{Diámetro de la polea motriz [mm]}$

$D = \text{Diámetro de la polea conducida [mm]}$

Resolviendo:

$$k = \frac{1745 \text{ RPM}}{600 \text{ RPM}}$$

$$k = 2,91$$

3.3.7.4 Diámetro de poleas

El valor recomendable para el diámetro de la polea motriz esta dado en la siguiente tabla. Para encontrar el diámetro se necesita el tipo de sección de la correa en este caso es de tipo A.

Tabla 3-43 Diámetros aconsejados según el tipo de sección de la correa. [28]

σ mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••					
75	•					
80	••					
90	•	••				
95		•				
100	••	••				

$$d = 90 \text{ mm}$$

En el mercado nacional se encuentra poleas en pulgadas y una polea que se asemeja a 90 mm es una polea de $3\frac{1}{2}$ pulgadas.

$$d = 3\frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$d = 88,9 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la polea conducida se despeja de la Ec. 3-33 para obtener el diámetro de la polea.

$$D = 2,91(88,9 \text{ mm})$$

$$D = 258,699 \text{ mm}$$

Un diámetro que se puede encontrar en el mercado nacional que se acerque al diámetro calculado es una polea de 10 pulgadas la cual tiene 254 mm.

$$D = 254 \text{ mm}$$

3.3.7.5 Distancia entre ejes

Si K está comprendido entre 1 y 3: $I \geq \frac{(K+1)d}{2} + d$

Si $K > 3$: $I \geq d_{\text{polea conducida}}$

Donde:

$I = \text{Distancia entre ejes [mm]}$

Resolviendo:

Asumiendo una distancia entre ejes de $I_{\text{asumido}} = 490 \text{ mm}$.

$$490 \text{ mm} \geq \frac{(2,91 + 1)88,9 \text{ mm}}{2} + 88,9 \text{ mm}$$

$$490 \text{ mm} \geq 262,699 \text{ mm}$$

Por lo tanto 490 mm de distancia entre ejes está bien asumido.

$$I = 490 \text{ mm}$$

3.3.7.6 Longitud primitiva de la correa

La longitud primitiva de la correa se calcula con la Ec. 3-34.

$$Lp = \frac{\pi(D + d)}{2} + 2I + \frac{(D - d)^2}{4I} \quad \text{Ec. 3-34}$$

$$Lp = \frac{\pi(254 \text{ mm} + 88,9 \text{ mm})}{2} + 2(490 \text{ mm}) + \frac{(254 \text{ mm} - 88,9 \text{ mm})^2}{4(490 \text{ mm})}$$

$$Lp = 1518,710 \text{ mm}$$

Con el valor obtenido se busca en la siguiente tabla la correa tipo A.

Tabla 3-44 Lista de medidas de correa tipo A. [29]

A52	1334	1367
A52,50	1334	1367
A53	1346	1379
A53,25	1353	1386
A54	1372	1405
A55	1397	1430
A56	1422	1455
A57	1448	1481
A58	1473	1506
A59	1499	1532
A60	1524	1557
A61	1549	1582
A62	1575	1608
A63	1600	1633

PESO EN gr./m. = 100

Por lo tanto, se selecciona una banda A59.

$$Lp_{real} = 1532 \text{ mm}$$

3.3.7.7 Distancia entre centros corregida

La distancia entre centros corregida se calcula con la Ec. 3-35.

$$Ic = I + \left| \frac{Lp - Lp_{real}}{2} \right| \quad \text{Ec. 3-35}$$

Donde:

$Ic = \text{Distancia entre centros corregida [mm]}$

Resolviendo:

$$Ic = 490 \text{ mm} + \left| \frac{1518,710 \text{ mm} - 1532 \text{ mm}}{2} \right|$$

$$Ic = 496,645 \text{ mm}$$

3.3.7.8 Cálculo de número de correas

El cálculo de número de correas viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{Pc}{Pa} \quad \text{Ec. 3-36}$$

Donde

Q = Número de correas

Pa = Prestaciones actuales

Pc = Potencia requerida

Para el cálculo del número de correas hay que seguir los siguientes pasos:

- Ángulo entre canales (γ)

$$\gamma = 2 \arcsen \left(\frac{D - d}{2Ic} \right) \frac{180}{\pi} \quad \text{Ec. 3-37}$$

$$\gamma = 2 \arcsen \left(\frac{254 \text{ mm} - 88,9 \text{ mm}}{2(496,645 \text{ mm})} \right) \frac{180}{\pi}$$

$$\gamma = 19,13^\circ$$

$$\gamma = 19^\circ$$

- Ángulo abrazamiento (arc)

$$arc = 180^\circ - \gamma \quad \text{Ec. 3-38}$$

$$arc = 180^\circ - 19^\circ$$

$$arc = 161^\circ$$

- Factor de corrección ($C\gamma$)

Se busca en la siguiente Tabla 3-45.

Tabla 3-45 Factor de corrección C_γ . [28]

	γ	180°	175	170°	165°	160°	155°	150°
C_γ	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82

Interpolando:

$$C_\gamma = 0,952$$

- Prestaciones básicas (P_b) de A59

Se busca en la siguiente tabla:

Tabla 3-46 Prestaciones básicas P_b de las correas A. [28]

diámetro	Pb (kW) por d:													
	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150		
rpm														
100	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23	0,25	0,28	0,30	0,35	0,38	0,42	0,46		
200	0,22	0,29	0,33	0,37	0,41	0,45	0,50	0,54	0,65	0,70	0,76	0,81		
300	0,29	0,40	0,46	0,52	0,57	0,63	0,70	0,77	0,91	0,99	1,08	1,15		
400	0,36	0,50	0,57	0,65	0,73	0,80	0,89	0,98	1,17	1,27	1,38	1,50		
500	0,42	0,59	0,68	0,78	0,87	0,96	1,07	1,18	1,41	1,53	1,67	1,81		
600	0,48	0,68	0,79	0,90	1,00	1,11	1,24	1,37	1,64	1,78	1,95	2,11		
700	0,53	0,76	0,89	1,01	1,13	1,26	1,40	1,55	1,86	2,03	2,22	2,41		
725	0,54	0,78	0,91	1,04	1,16	1,29	1,44	1,59	1,92	2,09	2,28	2,50		
800	0,58	0,84	0,98	1,12	1,26	1,40	1,56	1,72	2,08	2,26	2,48	2,71		
900	0,63	0,91	1,07	1,22	1,38	1,53	1,71	1,89	2,28	2,49	2,73	3,00		
950	0,65	0,95	1,11	1,27	1,43	1,60	1,79	1,98	2,39	2,60	2,85	3,11		
1000	0,67	0,98	1,15	1,32	1,49	1,66	1,86	2,05	2,49	2,71	2,97	3,22		
1100	0,71	1,05	1,23	1,42	1,60	1,79	2,00	2,22	2,68	2,93	3,21	3,50		
1200	0,74	1,11	1,31	1,51	1,71	1,91	2,14	2,37	2,87	3,14	3,43	3,73		
1300	0,78	1,17	1,39	1,60	1,81	2,02	2,27	2,52	3,05	3,34	3,66	4,00		
1400	0,81	1,23	1,46	1,69	1,91	2,14	2,40	2,67	3,23	3,53	3,87	4,2		
1425	0,82	1,24	1,48	1,71	1,94	2,16	2,44	2,70	3,28	3,58	3,92	4,3		
1500	0,84	1,28	1,53	1,77	2,01	2,25	2,53	2,81	3,41	3,72	4,08	4,5		
1600	0,86	1,33	1,59	1,85	2,10	2,35	2,65	2,95	3,57	3,91	4,28	4,7		
1700	0,89	1,38	1,66	1,93	2,19	2,46	2,77	3,08	3,74	4,08	4,48	4,9		
1800	0,91	1,43	1,72	2,00	2,28	2,55	2,88	3,21	3,89	4,26	4,66	5,1		

Interpolando:

RPM	Diámetros		
	85	88,9	90
1700	1,66		1,93
1745	1,687	1,901	1,962
1800	1,72		2

$$P_b = 1,901 \text{ kW}$$

- Prestaciones adicionales (P_d) de A59

Se busca en la siguiente tabla:

Tabla 3-47 Prestaciones adicionales P_d de las correas A. [28]

rpm	Pb (kW) por K desde... hasta...									
	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50	1,51 para arriba
100	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
200	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
300	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
400	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07
500	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
600	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11
700	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13
725	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13
800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13	0,14
900	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
950	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17
1000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
1100	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20
1200	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19	0,21
1300	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16	0,18	0,21	0,23
1400	0,00	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20	0,22	0,25
1425	0,00	0,03	0,06	0,09	0,11	0,14	0,17	0,20	0,23	0,26
1500	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
1600	0,00	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,22	0,25	0,29
1700	0,00	0,03	0,07	0,10	0,14	0,17	0,20	0,24	0,27	0,30
1800	0,00	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,32
1900	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,27	0,30	0,34

Interpolando:

$$P_d = 0,309 \text{ kW}$$

- Factor de corrección (CL)

Se necesita transformar la longitud de la correa en pulgadas.

$$L_{p_{real}} = 1532 \text{ mm} = 60,31 \text{ pulgadas}$$

Se busca en la Tabla 3-48.

Tabla 3-48 Factor de corrección CL. [28]

	PULGADAS																		
	9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,98	1,00									
A	0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22		
B		0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14		
C					0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03		
D													0,81	0,83	0,87	0,89	0,92		
E																			

Interpolando:

$$CL = 0,978$$

- Prestaciones actuales (P_a)

Para el cálculo de las prestaciones actuales se utiliza la Ec. 3-39.

$$P_a = (P_b + P_d) C_\gamma CL \quad \text{Ec. 3-39}$$

$$P_a = (1,901 \text{ kW} + 0,309 \text{ kW}) (0,952) (0,978)$$

$$P_a = 2.058 \text{ kW}$$

- Número de correas

$$Q = \frac{2,86 \text{ kW}}{2.058 \text{ kW}}$$

$$Q = 1,39 \approx 2$$

Entonces $Q=1,39$ para mayor seguridad se asume el inmediato superior a 2 correas por lo tanto la polea debe ser de doble canal y el sistema de transmisión consta de:

- Polea doble canal de $3\frac{1}{2}$ pulgadas.
- Polea doble canal de 10 pulgadas.
- 2 correas tipo A59.

3.3.7.9 Velocidad periférica de la correa

La velocidad periférica de la correa se calcula con la Ec. 3-40.

$$V = \frac{dn_{motor}\pi}{60000} \quad \text{Ec. 3-40}$$

Donde:

V = Velocidad periférica $\left[\frac{m}{s}\right]$

d = Diámetro de la polea del motor [mm]

n_{motor} = Velocidad del motor [RPM]

$$V = \frac{88,9 \text{ mm} (1745 \text{ RPM})\pi}{60000}$$

$$V = 8,123 \frac{m}{s}$$

Verificando si la velocidad es correcta esta debe ser menor a la velocidad máxima [28]

$$V_{max} = 30 \frac{m}{s}$$

$$V < V_{max}$$

Por lo tanto, la velocidad cumple con la recomendada.

3.3.7.10 Ángulo de contacto

En la Figura 3-40 se puede apreciar los ángulos que genera la banda con la polea.

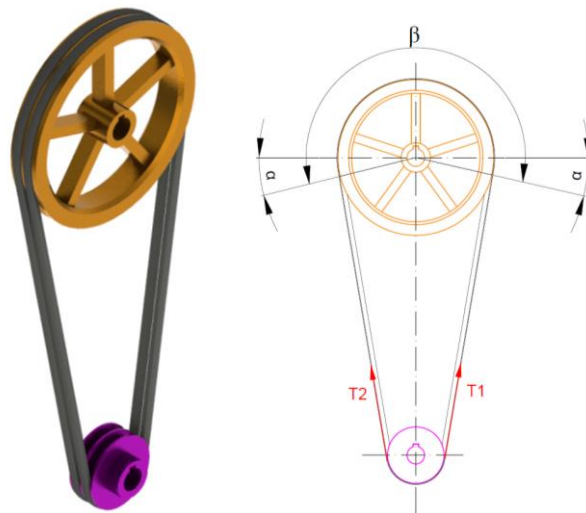


Figura 3-40 Ángulos y tenciones entre poleas y correas.

Primeramente, se calcula el ángulo α con la ayuda del ángulo de abrazamiento ya calculado en el inciso 3.3.7.8 que es 161° .

$$\alpha = \frac{180^\circ - \text{arc}}{2} \quad \text{Ec. 3-41}$$

$$\alpha = \frac{180^\circ - 161^\circ}{2}$$

$$\alpha = 9,5^\circ$$

Ángulo de contacto β .

$$\beta = 180^\circ + 2 \alpha \quad \text{Ec. 3-42}$$

$$\beta = 180^\circ + 2 (9,5^\circ)$$

$$\beta = 199^\circ$$

3.3.7.11 Tensiones de la polea

Las correas generan tensiones sobre la polea para calcular estas tensiones existe la siguiente relación.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f\beta}{\text{sen}\frac{\gamma}{2}}} \quad \text{Ec. 3-43}$$

Donde:

$T_1 = \text{Tension 1 [N]}$

$T_2 = \text{Tension 2 [N]}$

$f = \text{Coeficiente de fricción es recomendable de 0,28}$

$\gamma = \text{Ángulo de garganta de la correa es recomendable de } 40^\circ$

$\beta = \text{Ángulo de contacto}$

Resolviendo:

El ángulo de contacto debe estar en radianes.

$$\beta = 199^\circ = 3,473 \text{ rad}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{0,28 (3,473)}{\text{sen}\frac{40}{2}}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 17,171$$

Ec. 3-44

Las tensiones también se pueden calcular con la potencia del motor y la velocidad usando la Ec. 3-45.

$$P = \frac{(T_1 - T_2)V}{33000} \quad \text{Ec. 3-45}$$

Donde:

$P = \text{Potencia [HP]}$

$V = \text{Velocidad } \left[\frac{ft}{min} \right]$

$$V = 8,123 \frac{m}{s} = 1599,016 \frac{ft}{min}$$

Resolviendo:

$$3 \text{ HP} = \frac{(T_1 - T_2) \left(1599,016 \frac{ft}{min}\right)}{33000}$$

$$T_1 - T_2 = 61,913$$

Ec. 3-46

Resolviendo la Ec. 3-44 y Ec. 3-46. se tiene los siguientes resultados.

$$T_1 = 65,742 \text{ lb} = 292,435 \text{ N}$$

$$T_2 = 3,829 \text{ lb} = 17,032 \text{ N}$$

3.3.8 Diseño de eje motriz principal

El eje motriz es la parte principal de la máquina ya que trasmite el movimiento rotativo del motor a través de un juego de poleas y bandas. El eje motriz mueve el sistema de corte y el sistema de paletas. Como se puede apreciar en la Figura 3-41 el eje está sostenido por chumaceras y una manzana con rodamiento que va fijada a la puerta por donde ingresa el tamiz.

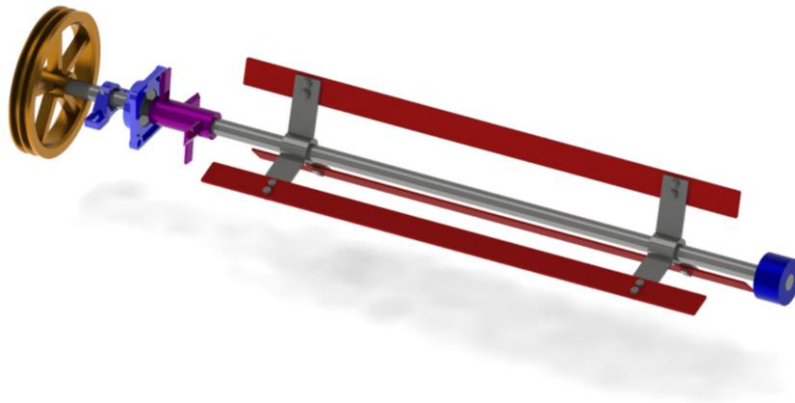


Figura 3-41 Diseño del sistema motriz de la despulpadora.

3.3.8.1 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz

En la Figura 3-42 se muestra cómo actúan las fuerzas sobre el eje motriz.

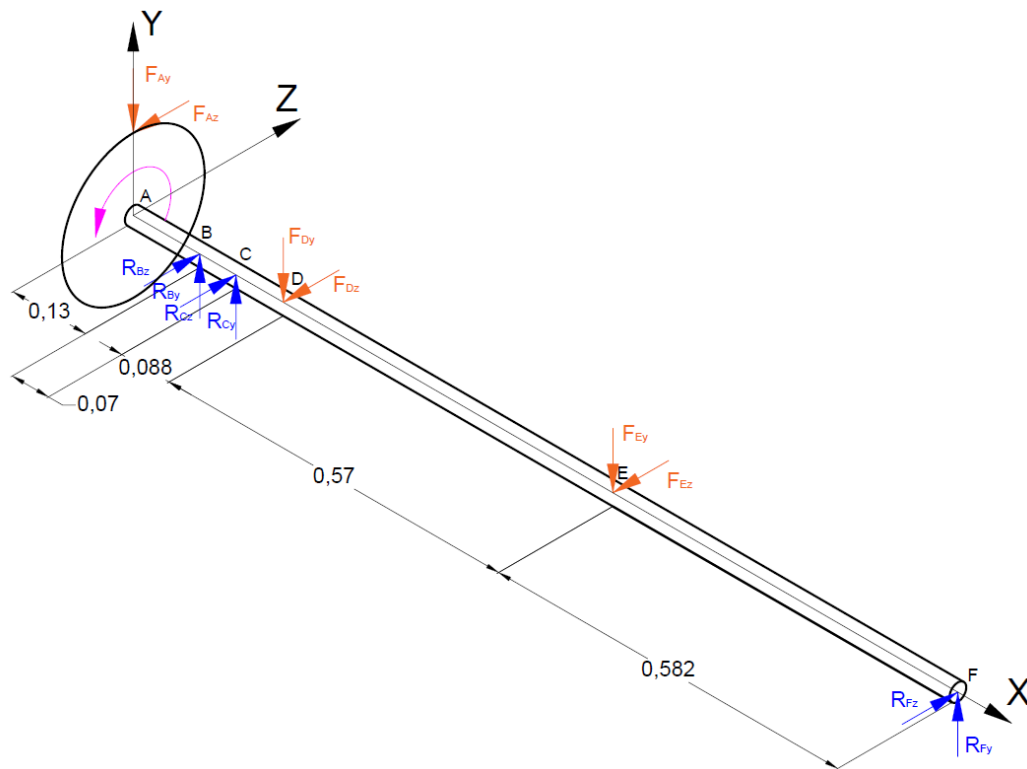


Figura 3-42 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.

3.3.8.2 Cálculo de fuerzas actuantes sobre eje motriz

Se analiza las fuerzas que actúan sobre el eje motriz en este caso la polea, sistema de corte y sistema de paletas.

3.3.8.2.1 Polea

La polea está sometida a dos fuerzas estas son: fuerza radial y tangencia, a continuación, se calcula las fuerzas.

- Fuerza radial sobre la polea (FR_{polea})

$$FR_{polea} = (T_1 + T_2) \cos \alpha \quad \text{Ec. 3-47}$$

$$FR_{polea} = (292,435 \text{ N} + 17,032 \text{ N}) \cos 9,5^\circ$$

$$FR_{polea} = 305,223 \text{ N}$$

- La fuerza radial de la polea es ahora la fuerza en el punto A (F_{Ay}).

$$FR_{polea} = F_{Ay}$$

$$F_{Ay} = 305,223 \text{ N}$$

- Fuerza tangencial sobre la polea (FT_{polea})

$$FT_{polea} = (T_1 - T_2) \text{sen} \alpha \quad \text{Ec. 3-48}$$

$$FT_{polea} = (292,435 \text{ N} - 17,032 \text{ N}) \text{sen } 9,5^\circ$$

$$FT_{polea} = 45,455 \text{ N}$$

- La fuerza tangencial de la polea es ahora la fuerza en el punto A (F_{Az}).

$$FT_{polea} = F_{Az}$$

$$F_{Az} = 45,455 \text{ N}$$

3.3.8.2.2 Sistema de corte

Para el cálculo de la fuerza que actúa sobre el eje motriz se necesita la fuerza total que somete a la cuchilla y la fuerza del peso de la cuchilla.

$$FR_{sc} = FP_{sc} + FT_{cuchilla} \quad \text{Ec. 3-49}$$

Donde:

FR_{sc} = Fuerza radial del sistema de corte [N]

FP_{sc} = Fuerza del peso del sistema de corte [N]

$FT_{cuchilla}$ = Fuerza total sobre las cuchillas [N]

Se calcula la fuerza del peso del sistema de corte con la siguiente ecuación:

$$FP_{sc} = m_{sc} \text{ gravedad} \quad \text{Ec. 3-50}$$

Donde:

$m_{sc} = \text{Masa de sistema de corte [kg]}$

Resolviendo:

$$FP_{sc} = 1,367 \text{ kg} \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$FP_{sc} = 13,410 \text{ N}$$

- Fuerza radial del sistema de corte (FR_{sc})

$$FR_{sc} = 458,743 \text{ N} + 13,410 \text{ N}$$

$$FR_{sc} = 472,153 \text{ N}$$

La fuerza radial del sistema de corte es ahora la fuerza en el punto D (F_{Dy}).

$$FR_{sc} = F_{Dy}$$

$$F_{Dy} = 472,153 \text{ N}$$

- Fuerza tangencial del sistema de corte (FT_{sc})

$$FT_{sc} = \frac{60 \times 10^3 P}{\pi d_{sc} n}$$

Ec. 3-51

Donde:

$P = \text{Potencia [HP]}$

$d_{sc} = \text{Diametro del sistema de corte [m]}$

$n = \text{RPM de la despulpadora}$

Resolviendo:

$$FT_{sc} = \frac{60 \times 10^3 (3 \text{ HP})}{\pi (0,160 \text{ m}) (600 \text{ RPM})}$$

$$FT_{sc} = 596,831 \text{ N}$$

- La fuerza tangencial del sistema de corte es ahora la fuerza en el punto D (F_{Dz}).

$$FT_{sc} = F_{Dz}$$

$$F_{Dz} = 596,831 N$$

3.3.8.2.3 Sistema de paletas

Para el cálculo de la fuerza del sistema de paletas que actúa sobre el eje motriz se necesita peso de los dos soportes y la masa de las tres paletas.

$$FP_{sp} = m_{sistema\ de\ paletas} \textit{ gravedad} \quad Ec. 3-52$$

Donde:

$$FT_{sp} = \textit{Fuerza de peso del siste de paletas [N]}$$

$$m_{sistema\ de\ paletas} = \textit{Masa del sistema de paletas [kg]}$$

Resolviendo:

$$FP_{sp} = 9,662 \text{ kg} \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$FP_{sp} = 94,784 N$$

- Fuerza radial del sistema de paletas (FR_{sp})

$$FR_{sp} = FP_{sp} + F_{paletas} \quad Ec. 3-53$$

Donde:

$$FR_{sp} = \textit{Fuerza radial del sistema de paletas [N]}$$

$$F_{paletas} = \textit{Fuerza de las paletas [N]}$$

Resolviendo:

$$FR_{sp} = 94,784 N + 63,707 N$$

$$FR_{sp} = 158,491 N$$

La fuerza radial del sistema de paletas es ahora la fuerza en el punto E (F_{Ey}).

$$FR_{sp} = F_{Ey}$$
$$F_{Ey} = 185,491 N$$

- Fuerza tangencial del sistema de paletas (FT_{sp})

$$FT_{sp} = \frac{60 \times 10^3 P}{\pi d_{sp} n} \quad \text{Ec. 3-54}$$

Donde:

d_{sp} = *Diametro del sistema de paletas*

Resolviendo:

$$FT_{sp} = \frac{60 \times 10^3 (3 HP)}{\pi (0,28 m) (600 RPM)}$$
$$FT_{sp} = 341,046 N$$

La fuerza tangencial del sistema de paletas es ahora la fuerza en el punto E (F_{Ez}).

$$FT_{sp} = F_{Ez}$$
$$F_{Ez} = 341,046 N$$

3.3.8.3 Tipo de cálculo para el eje

El eje se encuentra apoyado en 3 puntos por lo tanto se necesita saber qué tipo de viga es mediante el grado de indeterminación (GI). Se procede a resolver este caso con la Ec. 3-55.

$$GI = \#Reacciones \#Apoyos \quad \text{Ec. 3-55}$$

$$GI = 2 \times 3$$

$$GI = 6$$

$GI > 0$	Viga Hiperestática
$GI = 0$	Viga Isostática
$GI < 0$	Hipostática

El grado de indeterminación es igual a 6 por lo tanto es una **viga hiperestática** para el cálculo de las reacciones, momento flector y esfuerzo cortante se calculará con el método de los tres momentos.

3.3.8.4 Análisis de fuerzas y reacciones en el plano x-y

- Diagrama de cuerpo libre

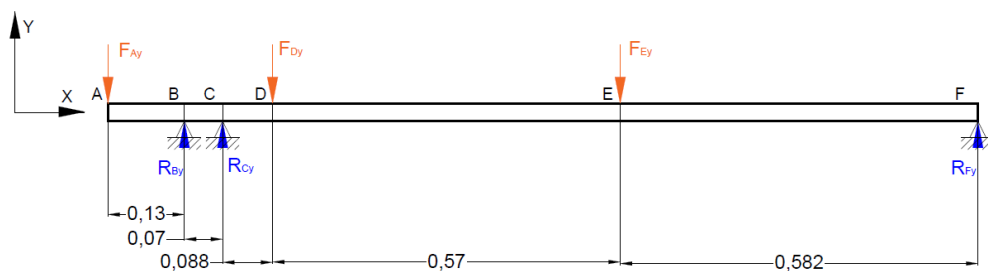


Figura 3-43 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano x-y.

3.3.8.4.1 Método de los tres momentos

En el diagrama de cuerpo libre se ve la fuerza F_{Ay} está en voladizo por lo se transforma en un momento en el punto B.

$$M_B = F_{Ay} (0,13)$$

$$M_B = 305,223 \text{ N} (0,13 \text{ m})$$

$$M_B = 39,679 \text{ Nm}$$

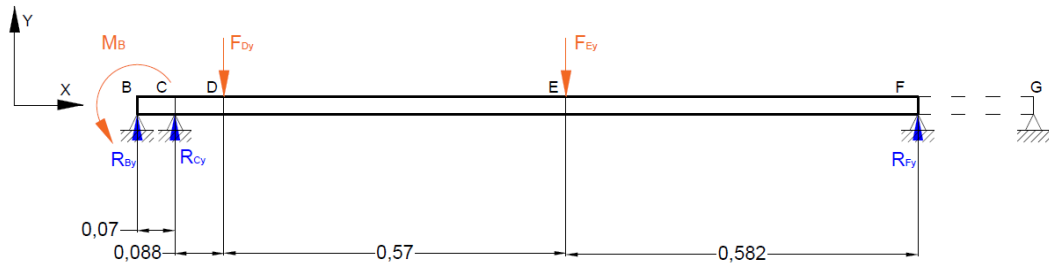


Figura 3-44 Diagrama de cuerpo libre por el método de los tres momentos en el plano x - y .

- Tramo BCF

$$\begin{aligned}
 & M_B(0,07 \text{ m}) + 2M_C(0,07 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) + M_F(1,24 \text{ m}) \\
 & = -6(0) \\
 & - 6 \left[\frac{F_{Dy}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (1,152 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
 & \quad \left. + \frac{F_{Ey}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,582 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] \\
 & 39,679 \text{ Nm}(0,07 \text{ m}) + 2M_C(0,07 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) + M_F(1,24 \text{ m}) \\
 & = -6(0) \\
 & - 6 \left[\frac{472,153 \text{ N}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (1,152 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
 & \quad \left. + \frac{185,491 \text{ N}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,582 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] \\
 & \qquad \qquad \qquad 2,62M_C + 1,24M_F = -199,486 \qquad \qquad \qquad \text{Ec. 3-56}
 \end{aligned}$$

- Tramo CFG

$$\begin{aligned}
 & M_C(1,24 \text{ m}) + 2M_F(1,24 \text{ m} + 0 \text{ m}) + M_G(0 \text{ m}) \\
 & = -6 \left[\frac{F_{Dy}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,088 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
 & \quad \left. + \frac{F_{Ey}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,658 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] - 6(0)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& M_C(1,24 \text{ m}) + 2M_F(1,24 \text{ m} + 0 \text{ m}) + M_G(0 \text{ m}) \\
& = -6 \left[\frac{472,153 \text{ N}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,088 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
& \left. + \frac{185,491 \text{ N}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,658 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] - 6(0)
\end{aligned}$$

$$1,24M_C + 2,48M_F = -159,991 \quad \text{Ec. 3-57}$$

Igualando la Ec. 3-56 Ec. 3-57 se obtiene los siguientes resultados.

$$M_C = -59,745 \text{ Nm}$$

$$M_F = -34,639 \text{ Nm}$$

3.3.8.4.2 Cálculo de reacciones

- Tramo AB

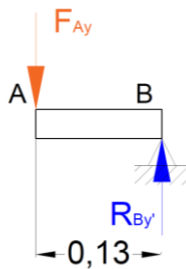


Figura 3-45 Tramo AB del eje motriz en el plano x-y.

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
F_{Ay} + R_{By'} & \\
-305,223 \text{ N} + R_{By'} &= 0 \\
\mathbf{R_{By'} = 305,223 \text{ N}}
\end{aligned}$$

- Tramo BC

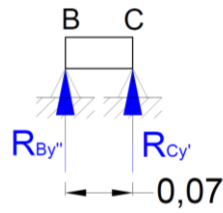


Figura 3-46 Tramo BC del eje motriz en el plano x-y.

$$R_{By''} = 0$$

$$R_{Cy'} = 0$$

$$R_{By} = R_{By'} + R_{By''}$$

$$R_{By} = 305,223 \text{ N} + 0$$

$$R_{By} = 305,223 \text{ N}$$

- Tramo CF

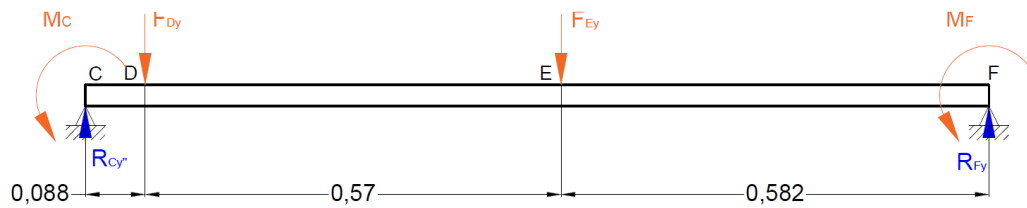


Figura 3-47 Tramo CF del eje motriz en el plano x-y.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Cy''} - F_{Dy} - F_{Ey} + R_{Fy} = 0$$

$$R_{Cy''} - 472,153 \text{ N} - 185,491 \text{ N} + R_{Fy} = 0$$

$$R_{Cy''} + R_{Fy} = 657,644 \text{ N}$$

$$\sum M_C = 0$$

$$M_C - F_{Dy}(0,088 \text{ m}) - F_{Ey}(0,658 \text{ m}) + R_{Fy}(1,24 \text{ m}) - M_F = 0$$

$$59,745 \text{ Nm} - 472,153 \text{ N}(0,088 \text{ m}) - 185,491 \text{ N}(0,658 \text{ m}) + R_{Fy} (1,24 \text{ m}) - 34.639 \text{ N} = 0$$

$$R_{Fy} = 111,691 \text{ N}$$

$$R_{Cy''} = 657,644 \text{ N} - 111,691 \text{ N}$$

$$R_{Cy''} = 545,953 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = R_{Cy'} + R_{Cy''}$$

$$R_{Cy} = 0 + 545,953 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 545,953 \text{ N}$$

3.3.8.4.3 Diagrama de esfuerzo cortante

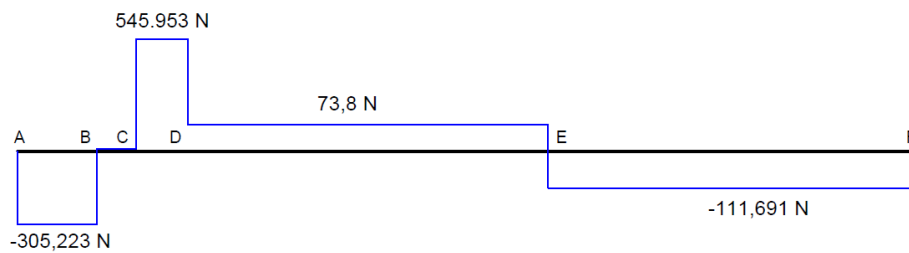


Figura 3-48 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz en el plano x-y.

$$V_{Cxy} = 545,953 \text{ N}$$

3.3.8.4.4 Diagrama de momento flector

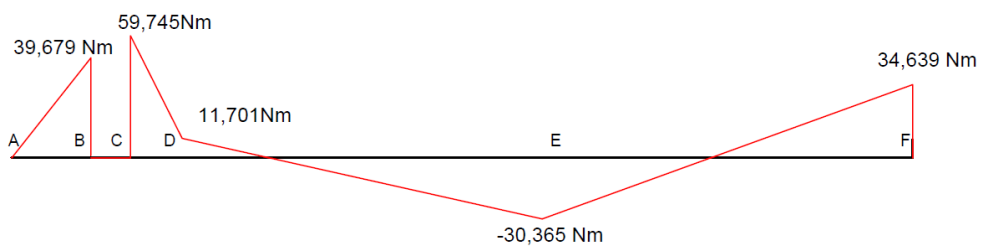


Figura 3-49 Diagrama de momento flector del eje motriz en el plano x-y.

$$M_{Cxy} = 59,745 \text{ Nm}$$

$$M_{Fxy} = 34,639 \text{ Nm}$$

3.3.8.5 Análisis de fuerzas y reacciones en el plano x-z

- Diagrama de cuerpo libre

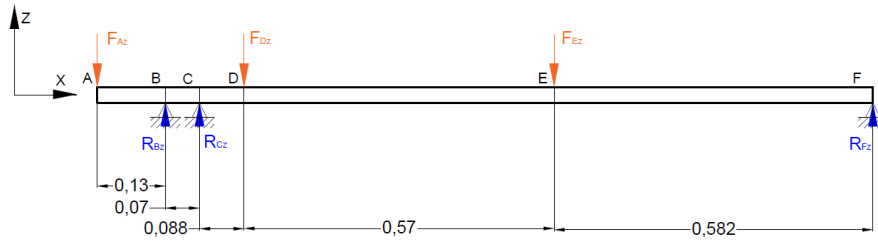


Figura 3-50 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano x-z.

3.3.8.5.1 Método de los tres momentos

En el diagrama de cuerpo libre se ve la fuerza F_{Az} está en voladizo por lo se transforma en un momento en el punto B.

$$M_B = F_{Az} (0,13)$$

$$M_B = 45,455 \text{ N} (0,13 \text{ m})$$

$$M_B = 5,909 \text{ Nm}$$

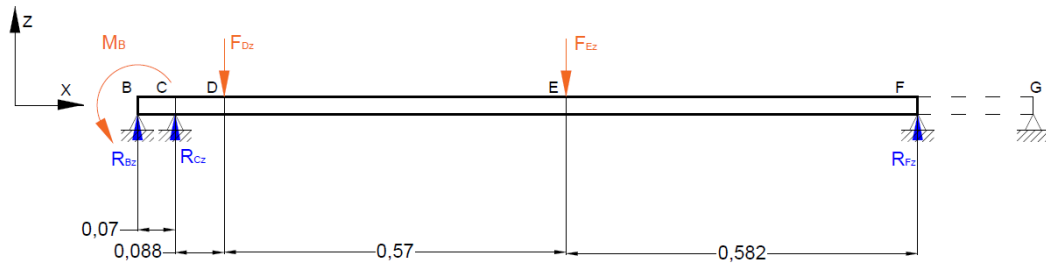


Figura 3-51 Diagrama de cuerpo libre por el método de los tres momentos en el plano x-z.

- Tramo BCF

$$\begin{aligned}
& M_B(0,07 \text{ m}) + 2M_C(0,07 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) + M_F(1,24 \text{ m}) \\
& = -6(0) \\
& - 6 \left[\frac{F_{Dz}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (1,152 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
& \left. + \frac{F_{Ez}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,582 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] \\
& 5,909 \text{ Nm}(0,07 \text{ m}) + 2M_C(0,07 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) + M_F(1,24 \text{ m}) \\
& = -6(0) \\
& - 6 \left[\frac{596,831 \text{ N}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (1,152 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
& \left. + \frac{341,046 \text{ N}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,582 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] \\
& 2,62M_C + 1,24M_F = -309,034 \qquad \qquad \qquad \text{Ec. 3-58}
\end{aligned}$$

- Tramo CFG

$$\begin{aligned}
& M_C(1,24 \text{ m}) + 2M_F(1,24 \text{ m} + 0 \text{ m}) + M_G(0 \text{ m}) \\
& = -6 \left[\frac{F_{Dz}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,088 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
& \left. + \frac{F_{Ez} \text{ N}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,658 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] - 6(0) \\
& M_C(1,24 \text{ m}) + 2M_F(1,24 \text{ m} + 0 \text{ m}) + M_G(0 \text{ m}) \\
& = -6 \left[\frac{596,831 \text{ N}(0,088 \text{ m})(1,152 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,088 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right. \\
& \left. + \frac{341,046 \text{ N}(0,658 \text{ m})(0,582 \text{ m})}{6(1,24 \text{ m})} (0,658 \text{ m} + 1,24 \text{ m}) \right] - 6(0) \\
& 1,24M_C + 2,48M_F = -264,709 \qquad \qquad \qquad \text{Ec. 3-59}
\end{aligned}$$

Despejando la Ec. 3-58 y la Ec. 3-59 se obtiene:

$$M_C = -88,339 Nm$$

$$M_F = -62,568 Nm$$

3.3.8.5.2 Cálculo de reacciones

- Tramo AB

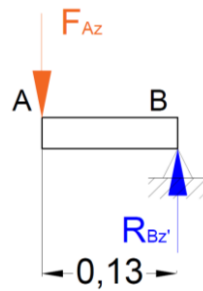


Figura 3-52 Tramo AB del eje motriz en el plano x-z.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Az} + R_{Bz'}$$

$$45,455 N + R_{Bz'} = 0$$

$$R_{Bz'} = 45,455 N$$

- Tramo BC

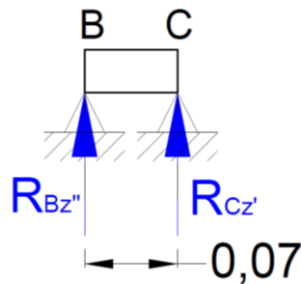


Figura 3-53 Tramo BC del eje motriz en el plano x-z.

$$R_{Bz''} = 0$$

$$R_{Cz'} = 0$$

$$R_{Bz} = R_{Bz'} + R_{Bz''}$$

$$R_{Bz} = 45,455 \text{ N} + 0$$

$$R_{Bz} = 45,455 \text{ N}$$

- Tramo CF

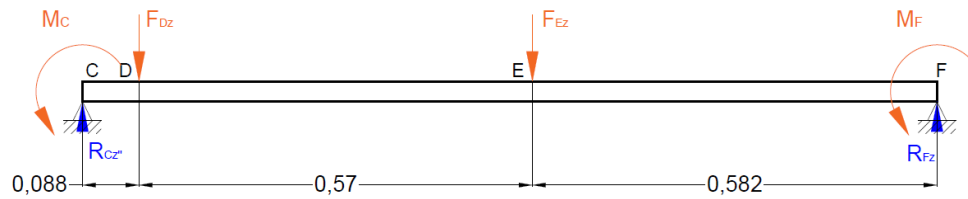


Figura 3-54 Tramo CF del eje motriz en el plano x-z.

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Cz''} - F_{Dz} - F_{Ez} + R_{Fz} = 0$$

$$R_{Cz''} - 596,831 \text{ N} - 341,046 \text{ N} + R_{Fz} = 0$$

$$R_{Cz''} + R_{Fz} = 937,877 \text{ N}$$

$$\sum M_C = 0$$

$$M_C - F_{Dz}(0,088 \text{ m}) - F_{Ez}(0,658 \text{ m}) + R_{Fz}(1,24 \text{ m}) - M_F = 0$$

$$88,339 \text{ Nm} - 596,831 \text{ N}(0,088 \text{ m}) - 341,046 \text{ N}(0,658 \text{ m}) + R_{Fz}(1,24 \text{ m})$$

$$- 62,568 \text{ Nm} = 0$$

$$R_{Fz} = 202,547 \text{ N}$$

$$R_{Cz''} = 937,887 \text{ N} - 202,547 \text{ N}$$

$$R_{Cz''} = 735,33 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = R_{Cz'} + R_{Cz''}$$

$$R_{Cz} = 0 + 735,33 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = 735,33 \text{ N}$$

3.3.8.5.3 Diagrama de esfuerzo cortante

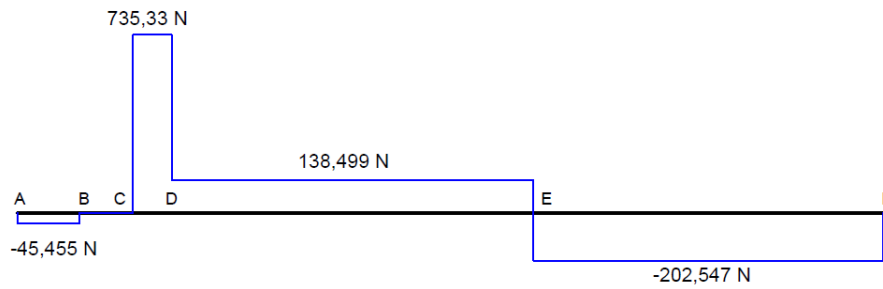


Figura 3-55 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz en el plano x-z.

$$V_{Cxz} = 735,33 \text{ N}$$

3.3.8.5.4 Diagrama de momento flector

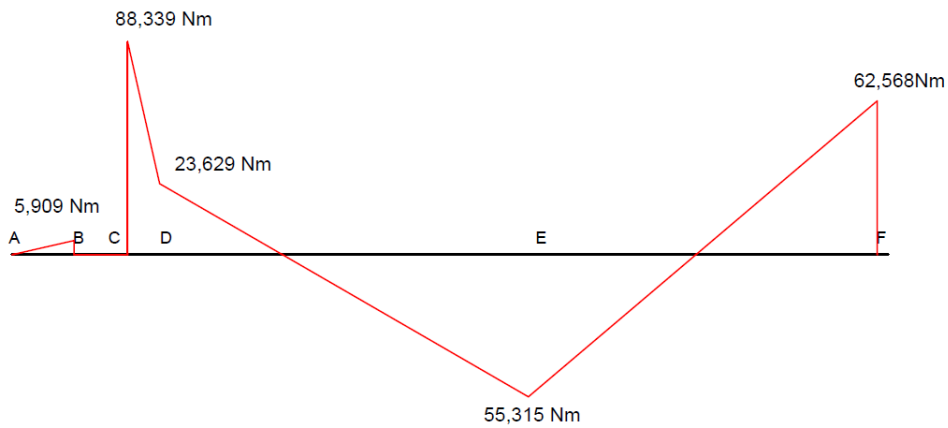


Figura 3-56 Diagrama de momento flector del eje motriz en el plano x-y.

$$M_{Cxz} = 88,339 \text{ Nm}$$

$$M_{Fxz} = 62,568 \text{ Nm}$$

3.3.8.5.5 Momento flector resultantes

El momento flector máximo se encuentra en el punto C y F por lo tanto estos son los puntos más críticos. El momento flector resultante en los puntos se calcula con la con la Ec. 3-60 y Ec. 3-62.

$$MR_C = \sqrt{M_{Cxy}^2 + M_{Cxz}^2} \quad \text{Ec. 3-60}$$

$$MR_C = \sqrt{(59,745 \text{ Nm})^2 + (88,339 \text{ Nm})^2}$$

$$MR_C = 106,645 \text{ Nm}$$

$$MR_F = \sqrt{M_{Fxy}^2 + M_{Fxz}^2} \quad \text{Ec. 3-61}$$

$$MR_F = \sqrt{(34,639 \text{ Nm})^2 + (62,568 \text{ Nm})^2}$$

$$MR_F = 71,516 \text{ Nm}$$

3.3.8.5.6 Diseño estático para los diámetros del eje motriz

Para el diseño estático se toma en cuenta los puntos más críticos en el eje motriz que está caso es el punto C y F. Para el cálculo del diámetro se tomará en cuenta los siguientes parámetros un factor de seguridad de 4 como se muestra en el Anexo B7 y un límite de fluencia de 205 MPa. [19]

Diámetro del punto C el momento máximo es el momento que afecta al punto crítico:

$$MR_C = M_{max} = 106,645 \text{ Nm}$$

La torsión del eje motriz es:

$$T = \frac{P_{motor}}{\omega} = \frac{2237 \text{ W}}{600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right)}$$

$$T = 35,602 \text{ Nm}$$

- Esfuerzo por flexión

$$\sigma_x = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 3-62}$$

$$\sigma_x = \frac{32 (106,645 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{1086,277}{d^3}$$

- Esfuerzo por torsión

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 3-63}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 (35,602 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{181,319}{d^3}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3-64}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{1086,277}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,319}{d^3}\right)^2} \quad \text{Ec. 3-65}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 3-66}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{205 \text{ MPa}}{4}$$

$$\sigma_{eq} = 51,25 \text{ Mpa}$$

Remplazando el σ_{eq} en la ecuacion Ec. 3-65.

$$51,25 \text{ Mpa} = \sqrt{\left(\frac{1086,277}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,319}{d^3}\right)^2}$$

$$d = 0.028 \text{ m}$$

$$d = 28 \text{ mm} \approx 31,75 \text{ mm}$$

El diámetro más cercano que se encuentra en el mercado nacional como se ve en el Anexo D1 es de $1\frac{1}{4}$ pulg (31,75 mm). Por lo tanto, este diámetro nos da más seguridad.

Para el diámetro del punto F El momento máximo es el momento que afecta al punto crítico:

$$MR_F = M_{max} = 71,516 \text{ Nm}$$

- Esfuerzo por flexión

$$\sigma_x = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32(71,516 \text{ Nm})}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{728,456}{d^3}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{728,456}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,319}{d^3}\right)^2}$$

Ec. 3-67

Remplazando el σ_{eq} en la Ec. 3-67.

$$51,25 \text{ Mpa} = \sqrt{\left(\frac{728,456}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{181,319}{d^3}\right)^2}$$

$$d = 0.0249 \text{ m}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro en el punto F es de 25 mm.

3.3.8.5.7 Diseño por fatiga del eje motriz

Para el diseño por fatiga del eje motriz se necesita la resistencia alterna y resistencia media la cual se calcula con la Ec. 3-68. [19]

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Ec. 3-68

Donde:

$\sigma'_a = \text{Resistencia alterna [MPa]}$

$\sigma'_m = \text{Resistencia media [MPa]}$

El diseño por fatiga del eje motriz es calculado con ayuda del límite de resistencia a la fatiga con la siguiente ecuación. [19]

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_{fs} S'_e \quad \text{Ec. 3-69}$$

Resolviendo:

- Factor de modificación de la condición superficial (k_a)

La resistencia mínima a la tensión del AISI 304 (DIN 1.4301) es $S_{ut} = 515 \text{ MPa}$.

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

Los valores de a y b se toman del Anexo B1.

$$k_a = 4,51 \text{ MPa} (515 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0,862$$

- Factor de modificación del tamaño (k_b)

$$\text{Si } 2,79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm} \text{ entonces } k_b = 1,24 d_e^{-0,107}$$

El diámetro es de 31,75 mm por lo tanto cumple con la condición.

$$k_b = 1,24 (31,75 \text{ mm})^{-0,107}$$

$$k_b = 0,857$$

- Factor de modificación de la carga (k_c)

El eje motriz está a flexión por lo tanto el factor de modificación de la carga es “1” cómo se puede ver en Anexo B2.

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura (k_d)

El eje motriz está sometido a una temperatura entre 20°C ya que se trabaja a condiciones normales. El factor de modificación de temperatura se toma del Anexo B3.

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad (k_e)

La paleta debe tener una confiabilidad del 95. Obteniendo el factor de confiabilidad del Anexo B4.

$$k_e = 0,868$$

- Factor de modificación de efectos varios a tensión (k_f)

El factor de modificación se calcula con la siguiente Ec. 3-70.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec. 3-70}$$

Los diámetros de ejes y radio del chafan se muestran en la Figura 3-57.

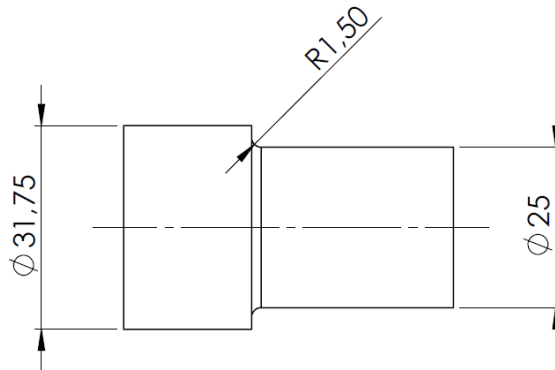


Figura 3-57 Diámetros del eje y radio de chaflán.

El valor de la sensibilidad a la muesca (q) se procede a encontrarla en el gráfico del Anexo B8.

$$q = 0,75$$

Para el cálculo de factor teórico de concentración de esfuerzos (k_t) se procede hallar en la gráfica del Anexo B9 con los siguientes datos:

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{25} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = \frac{31,75}{25} = 1,27$$

Obteniendo como resultado de factor teórico de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,95$$

Remplazando en la Ec. 3-70.

$$k_f = 1 + 0,75(1,95 - 1)$$

$$k_f = 1,713$$

- Factor de modificación de efectos varios a torsión (k_{fs})

El factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1) \quad \text{Ec. 3-71}$$

El valor de la sensibilidad a la muesca (q_s) se procede a encontrarla en el gráfico del Anexo B10.

$$q_s = 0,9$$

Para el cálculo de factor teórico de concentración de esfuerzos (k_{ts}) se procede hallar en la gráfica del Anexo B11 con los siguientes datos:

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{25} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = \frac{31,75}{25} = 1,27$$

Obteniendo como resultado de factor teórico de concentración de esfuerzos:

$$k_{ts} = 1,55$$

Remplazando en la Ec. 3-71.

$$k_{fs} = 1 + 0,9(1,55 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,495$$

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (S'_e)

Se calcula con la Ec. 3-72.

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad \text{Ec. 3-72}$$

$$S'_e = 0,5 (515 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 257,5 \text{ MPa}$$

Se remplaza los valores calculados en la siguiente la Ec. 3-69.

$$Se = 0,862 (0,857) (1) (1) (0,868) (1,713) (1,495) (257,5 \text{ MPa})$$

$$Se = 422,847 \text{ MPa}$$

- Resistencia Alterna (σ'_a)

Para encontrar la resistencia alterna se lo hace con la Ec. 3-73.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad \text{Ec. 3-73}$$

Donde:

$\sigma_a = \text{Tensión normal alterna [MPa]}$

$\tau_a = \text{Tensión tangencial alterna [MPa]}$

A continuación, se analiza los ciclos de un momento flector con inversión y momento torsor en la Figura 3-58 y Figura 3-59.

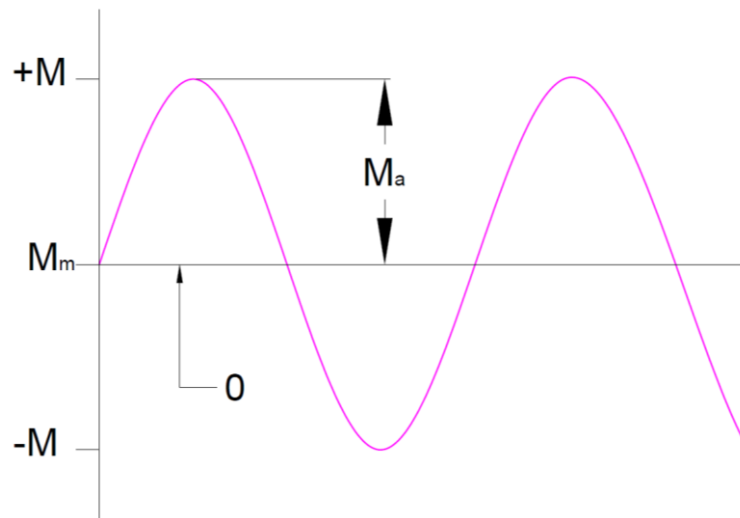


Figura 3-58 Momento flector alterno con inversión.

$$M_a = M = MR_C = 106,645 \text{ Nm}$$

$$M_m = 0$$

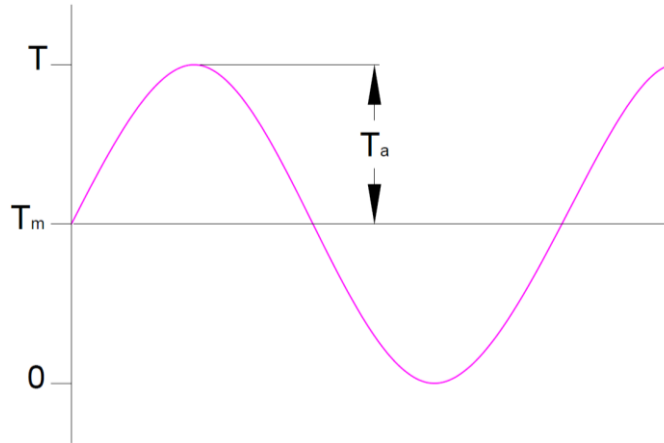


Figura 3-59 Momento torsor alterno.

$$T_a = T_m = 0,5 T$$

$$T_m = 0,5 T$$

$$T_m = 0,5(35,602 \text{ Nm})$$

$$T_a = T_m = 17,801 \text{ Nm}$$

Para el cálculo de la tensión normal alterna se la calcula con Ec. 3-74.

$$\sigma_a = \frac{M_a}{I} = \frac{M_a}{\frac{\pi D^3}{32}} \quad \text{Ec. 3-74}$$

$$\sigma_a = \frac{106,645 \text{ Nm}}{\frac{\pi(0,03175 \text{ m})^3}{32}}$$

$$\sigma_a = 33,939 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial alterna se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tau_a = \frac{T_a}{I_Q} = \frac{T_a}{\frac{\pi D^3}{16}} \quad \text{Ec. 3-75}$$

$$\tau_a = \frac{17,801 \text{ Nm}}{\frac{\pi(0,03175 \text{ m})^3}{16}}$$

$$\tau_a = 2,83 \text{ MPa}$$

Resolviendo la Ec. 3-73 se obtiene:

$$\sigma'_a = \sqrt{(33,939 \text{ MPa})^2 + 3(2,83 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_a = 34,291 \text{ MPa}$$

- Resistencia media (σ'_m)

Para encontrar la resistencia media se lo hace con la Ec. 3-76.

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \text{Ec. 3-76}$$

Donde:

$\sigma_m = \text{Tensión normal media [MPa]}$

$\tau_m = \text{Tensión tangencial media [MPa]}$

$$M_m = 0$$

$$T_a = T_m = 17,801 \text{ Nm}$$

Para el cálculo de la tensión normal media se la calcula con Ec. 3-77.

$$\sigma_m = \frac{M_m}{I} = \frac{M_m}{\frac{\pi D^3}{32}} \quad \text{Ec. 3-77}$$

$$\sigma_m = \frac{0}{\frac{\pi(0,03175 \text{ m})^3}{32}}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial media se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tau_m = \frac{T_m}{I_Q} = \frac{T_m}{\frac{\pi D^3}{16}} \quad \text{Ec. 3-78}$$

$$\tau_m = \frac{17,801 \text{ Nm}}{\frac{\pi(0,03175 \text{ m})^3}{16}}$$

$$\tau_m = 2,83 \text{ MPa}$$

Resolviendo la Ec. 3-76 se obtiene:

$$\sigma'_m = \sqrt{(0 \text{ MPa})^2 + 3(2,83 \text{ MPa})^2}$$
$$\sigma'_m = 4,902 \text{ MPa}$$

Despejando de la Ec. 3-68 el factor de seguridad (n) se obtiene:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}}$$
$$n = \frac{1}{\frac{34,291 \text{ MPa}}{422,847 \text{ MPa}} + \frac{4,902 \text{ MPa}}{205 \text{ MPa}}}$$
$$n = 9,52$$

Por lo tanto, mediante el diseño por resistencia a la fatiga se obtiene un factor de seguridad de 9,52 por lo que es recomendable ya que la norma ASTM dice que debe ser por lo menos de cuatro.

Rodamientos del eje motriz

Los rodamientos para el eje motriz son muy importantes ya que son apoyos indispensables en el diseño de la despulpadora y sirven como guía del eje motriz que giran entre sí.

Como se puede ver en la Figura 3-60 los rodamientos se encuentran en los puntos B, C y F con sus respectivas reacciones que se calcularon anteriormente en el eje motriz.

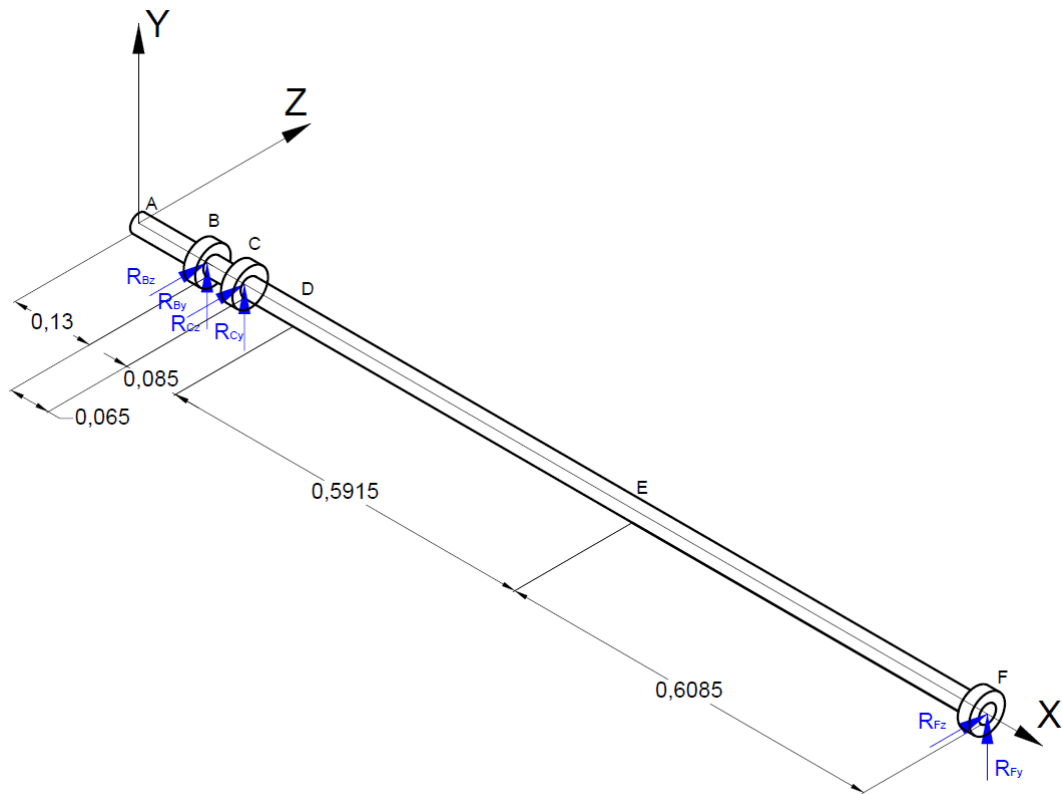


Figura 3-60 Rodamientos en el eje motriz en los puntos B, C y F.

3.3.8.6 Chumacera del punto B

En el punto B se necesita una unidad de rodamiento con soporte de pie. Para el cálculo de la carga estática se necesita las reacciones en el punto B.

$$R_{By} = 305,223 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 45,455 \text{ N}$$

$$Fr_B = \sqrt{(305,223 \text{ N})^2 + (45,455 \text{ N})^2}$$

$$Fr_B = 308,599 \text{ N}$$

Por lo tanto, el rodamiento del punto B debe soportar la carga de 308,599 N. La máquina despulpadora trabaja máximo 8 horas diarias con un promedio de 300 días al año y una vida útil asumida de 8 años el eje gira a 600 pm.

Se determina la vida nominal básica en horas (L^{10}):

$$L^{10} = \text{horas}(\text{días})(\text{años})$$

$$L^{10} = 8(300)(8)$$

$$L^{10} = 19200 \text{ h}$$

En el Anexo E3 se encuentra el factor de velocidad f_n y factor de vida f_h con la velocidad de 600 rpm y $L^{10} = 19200 \text{ h}$.

$$f_n = 0,38$$

$$f_h = 3,4$$

3.3.8.6.1 Análisis dinámico

Para el cálculo de carga dinámica del rodamiento se utiliza la Ec. 3-79.

$$P = xF_r + yF_a \quad \text{Ec. 3-79}$$

Donde:

$P =$ Carga dinámica [N]

$F_r =$ Fuerza radial [N]

$F_a =$ Fuerza axial [N]

$x =$ Factor de carga radial dinámica

$y =$ Factor de carga axial dinámica

El fabricante del catálogo NTN sugiere $x = 1$ y no existe fuerza axial [30]

Resolviendo:

$$P = 1(308,599 \text{ N})$$

$$P = 308,599 \text{ N}$$

Luego se calcula la capacidad de carga dinámica requerida (C_{req}) con la Ec. 3-80.

$$C_{req} = \frac{f_h}{f_n} P \quad \text{Ec. 3-80}$$

Resolviendo:

$$C_{req} = \frac{3,4}{0,38} (308,599 N)$$

$$C_{req} = 2761,14 N$$

$$C_{req} = 2,76 kN$$

3.3.8.6.2 Análisis estático

Para el cálculo de carga estática del rodamiento se utiliza la Ec. 3-81.

$$P_{or} = x_0 F_r + y_0 F_a \quad \text{Ec. 3-81}$$

Donde:

P_{or} = Carga estática [N]

F_r = Fuerza radial [N]

F_a = Fuerza axial [N]

x_0 = Factor de carga radial estático

y_0 = Factor de carga axial estático

El fabricante del catálogo NTN sugiere $x_0 = 0,6$ como se ve en la Tabla 3-49 para rodamiento de bolas y no existe fuerza axial. [30]

Tabla 3-49 Cargas en rodamiento de bolas NTN.

Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Carga radial estática equivalente

$$P_{or} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

Cuando $P_{or} < F_r$ use $P_{or} = F_r$

Resolviendo:

$$P_{or} = 0,6(308,599 N)$$

$$P_{or} = 185,159 N$$

Cuando $P_{or} < F_r$ se usa :

$$P_{or} = F_r$$

$$P_{or} = 308,599 N$$

Luego se calcula la capacidad de carga dinámica requerida (C_{Oreq}) con la Ec. 3-82.

$$C_{Oreq} = f_s(P_{or}) \quad \text{Ec. 3-82}$$

Donde:

$f_s = \text{Factor de Seguridad} = 1$ (Anexo E4)

Resolviendo:

$$C_{Oreq} = 1(300,599 N)$$

$$C_{Oreq} = 300,599$$

$$C_{Oreq} = 0,308 kN$$

Con los valores $C_{Oreq} = 0,308 kN$ y $C_{req} = 2,76 kN$ se busca un rodamiento que esté de acuerdo a la carga estática y dinámica calculada, el cual debe tener un diámetro de 25 mm. En el

Anexo E6 obtenido del catálogo “Bearing Units NTN” se encuentra un rodamiento y su soporte con las siguientes cargas:

Carga estática	7,85 kN
Carga dinámica	10,8 kN

Las cargas calculadas son menores a las cargas que resiste el rodamiento, por lo tanto, se selecciona la unidad de rodamientos **UCP205D1** de soporte de pie, con un rodamiento rígido de bolas **UC205D1** (Anexo E5)

3.3.8.7 Chumacera del punto C

En el punto C se necesita una unidad de rodamiento con soporte de brida cuadrada. Para el cálculo de la carga estática se necesita las reacciones en el punto C.

$$R_{Cy} = 545,953 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = 735,33 \text{ N}$$

$$Fr_C = \sqrt{(545,953 \text{ N})^2 + (735,33 \text{ N})^2}$$

$$Fr_C = 915,847 \text{ N}$$

Por lo tanto, el rodamiento del punto C debe soportar la carga de 915,847 N.

3.3.8.7.1 Análisis dinámico

Para el cálculo de carga dinámica del rodamiento se utiliza la Ec. 3-79. El fabricante del catálogo NTN sugiere $x = 1$ y no existe fuerza axial [30]

Resolviendo:

$$P = 1(915,847 \text{ N})$$

$$P = 915,847 \text{ N}$$

Luego se calcula la capacidad de carga dinámica requerida (C_{req}) con la Ec. 3-80 y con los datos anteriormente calculados

$$C_{req} = \frac{3,4}{0,38} (915,847 \text{ N})$$

$$C_{req} = 8194,421 \text{ N}$$

$$C_{req} = 8,19 \text{ kN}$$

3.3.8.7.2 Análisis estático

Para el cálculo de carga estática del rodamiento se utiliza la Ec. 3-81. El fabricante del catálogo NTN sugiere $x_0 = 0,6$ como se ve en la Tabla 3-49 para rodamiento de bolas y no existe fuerza axial. [30]

$$P_{or} = 0,6(915,847 N)$$

$$P_{or} = 549,508 N$$

Cuando $P_{or} < F_r$ se usa :

$$P_{or} = F_r$$

$$P_{or} = 915,847 N$$

Luego se calcula la capacidad de carga dinámica requerida (C_{Oreq}) con la Ec. 3-82.

$$f_s = 1 \text{ (Anexo E4)}$$

Resolviendo:

$$C_{Oreq} = 1(915,847 N)$$

$$C_{Oreq} = 915,847 N$$

$$C_{Oreq} = 0,915 kN$$

Con los valores $C_{Oreq} = 0,915 kN$ y $C_{req} = 8,19kN$ se busca un rodamiento que esté de acuerdo a la carga estática y dinámica calculada, el cual debe tener un diámetro de 25 mm. En el Anexo E8 obtenido del catálogo “Bearing Units NTN” se encuentra un rodamiento y su soporte con las siguientes cargas:

Carga estática	7,85 kN
Carga dinámica	10,8 kN

Las cargas calculadas son menores a las cargas que resiste el rodamiento, por lo tanto, se selecciona la unidad de rodamientos **UCF205D1** de soporte de brida cuadrada, con un rodamiento rígido de bolas **UC205D1** (Anexo E7).

3.3.8.8 Chumacera del punto F

En el punto F se necesita un rodamiento que será colocada en un bocín que está en la puerta de la cámara de despulpado como se observa en la Figura 3-61.

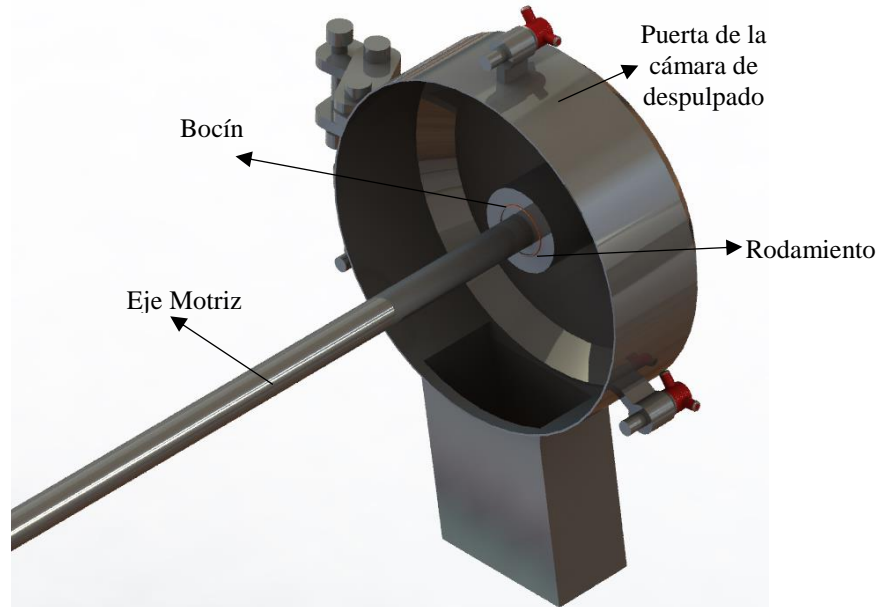


Figura 3-61 Rodamiento sosteniendo al eje en la puerta de la cámara de despulpado.

Para el cálculo de la carga estática se necesita las reacciones en el punto F.

$$R_{Fy} = 111,691 \text{ N}$$

$$R_{Fz} = 202,547 \text{ N}$$

$$Fr_F = \sqrt{(111,691 \text{ N})^2 + (202,547 \text{ N})^2}$$

$$Fr_F = 231,301 \text{ N}$$

Por lo tanto, el rodamiento del punto F debe soportar la carga de 231,301 N.

Para la selección del rodamiento de bolas se tomará en cuenta un rodamiento marca SKF de acero inoxidable para manipulación de alimentos ya que se encuentra en el mercado nacional.

3.3.8.8.1 Análisis estático

Para el cálculo de carga estática equivalente del rodamiento se utiliza la Ec. 3-83.
[31]

$$P_o = 2,7F_r + F_a \quad \text{Ec. 3-83}$$

Donde:

$$F_r = \text{Fuerza radial [N]}$$

$$F_a = \text{Fuerza axial [N]} = 0 \text{ [31]}$$

Resolviendo:

$$P_o = 2,7(231,301 \text{ N}) + 0$$

$$P_o = 624,513 \text{ N}$$

$$P_o = 0,624 \text{ kN}$$

3.3.8.8.2 Análisis dinámico

Para el cálculo de carga dinámica equivalente del rodamiento se utiliza la Ec. 3-84.
[31]

$$P = 1,2F_r + F_a \quad \text{Ec. 3-84}$$

Donde:

$$F_r = \text{Fuerza radial [N]}$$

$$F_a = \text{Fuerza axial [N]} = 0 \text{ [31]}$$

Resolviendo:

$$P = 1,2(231,301 \text{ N}) + 0$$

$$P = 277,561 \text{ N}$$

$$P = 0,277 \text{ kN}$$

Con los valores $P_o = 0,624 \text{ kN}$ y $P = 0,277 \text{ kN}$ se busca un rodamiento que este de acuerdo a las carga estática y dinámica calculada, el cual debe tener un diámetro

de 25 mm, además el rodamiento debe ser de acero inoxidable ya que este estará ubicado en el interior de la cámara de despulpado.

Se ha seleccionado un rodamiento de acero inoxidable del catálogo “SKF stainless steel deep groove ball bearings” (Anexo E9) el cual tiene las siguientes cargas:

Carga estática	7,65 kN
Carga dinámica	11,7 kN

Las cargas calculadas son menores a las cargas que resiste el rodamiento, por lo tanto, se selecciona un rodamiento en acero inoxidable rígido de bolas con la designación **W6205-2RS1** (Anexo E9). También se selecciono ya que se encuentra en el mercado nacional este tipo de rodamiento en acero inoxidable

3.3.9 Diseño de pernos del sistema de paletas

Para unir las paletas con su soporte se necesita pernos donde en el punto de unión del soporte con la paleta está sometida a una fuerza de 79,451 N y una fuerza centrífuga que se calcula con la Ec. 3-85.

$$F_{cf} = m_{mango} r \omega^2 \quad \text{Ec. 3-85}$$

A continuación, se procede a calcular la masa de la fruta de mayor densidad en este caso es el mango.

El cálculo de la masa del mango se determina con la Ec. 3-86.

$$m_{mango} = V_{mango} \rho_{mango} \quad \text{Ec. 3-86}$$

Donde:

$$V_{mango} = \text{Volumen de mango [m}^3\text{]}$$

$$\rho_{mango} = \text{Densidad de mango} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

El volumen del mango que se encuentra en la parte interna del tamiz se determina entre el espacio que genera las cuchillas ya que ese espacio se va llenando cada vez que pasa la paleta como se muestra en Figura 3-62.

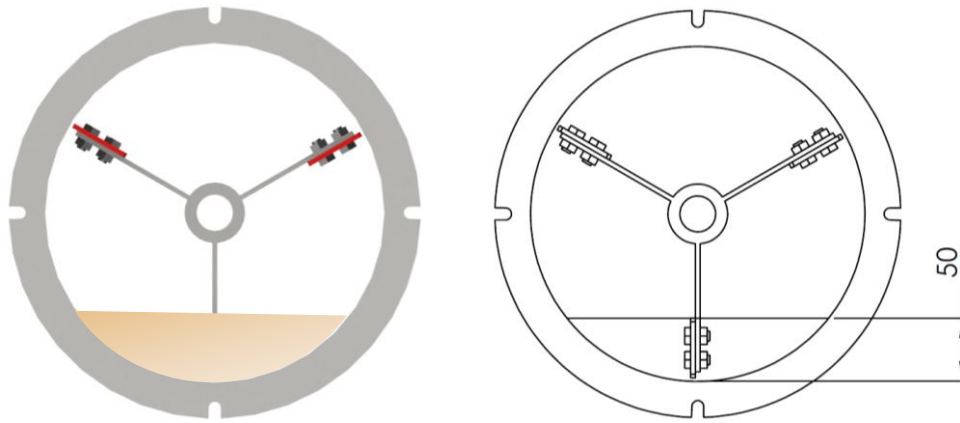


Figura 3-62 Fruta de mango en el interior del tamiz.

A continuación, se procede a calcular el volumen en el interior del tamiz, tomando en cuenta la longitud que tiene la paleta con la Ec. 3-87.

$$V_{mango} = L \left\{ \left[r^2 \arccos \left(1 - \frac{h}{r} \right) \frac{\pi}{180} \right] + \left[(h - r) \sqrt{2rh - h^2} \right] \right\} \quad \text{Ec. 3-87}$$

Donde:

L = Longitud del contenido de mango [m]

h = Altura del contenido de mango en el tamiz [m]

r = Radio del tamiz [m]

Resolviendo:

$$V_{mango} = 1 \text{ m} \left\{ \left[(0,140 \text{ m})^2 \arccos \left(1 - \frac{0,05 \text{ m}}{0,140 \text{ m}} \right) \frac{\pi}{180} \right] + \left[(0,05 \text{ m} - 0,140 \text{ m}) \sqrt{2(0,140 \text{ m})(0,05 \text{ m}) - (0,05 \text{ m})^2} \right] \right\}$$

$$V_{mango} = 0,007451 \text{ m}^3$$

$$m_{mango} = V_{mango} \rho_{mango}$$

$$m_{mango} = 0,007451 \text{ m}^3 \left(1086,96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m_{mango} = 8,099 \text{ kg}$$

$$F_{cf} = (8,099 \text{ kg})(0,14 \text{ m}) \left(62,832 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right)^2$$

$$F_{cf} = 4476,321 \text{ N}$$

$$P = 63,707 \text{ N} + 4476,321 \text{ N}$$

$$P = 4540,028 \text{ N}$$

Primeramente, se asume un diámetro del perno tentativo de 8 mm del Anexo F1, teniendo en cuenta que se asume 2 pernos en cada soporte que une con las paletas se procese de a calcular la rigidez del sujetador con la Ec. 3-88.

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ec. 3-88}$$

Donde:

$$k_b = \text{Rigidez del sujetador} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right]$$

$$A_d = \text{Área del diámetro mayor del sujetador} [\text{mm}^2]$$

$$A_t = \text{Área de esfuerzo sometido a la tensión del sujetador} [\text{mm}^2]$$

$$l_t = \text{Longitud de la parte roscada de agarre} [\text{mm}]$$

$$l_d = \text{Longitud de la parte sin roscada de agarre} [\text{mm}]$$

$$E = \text{Elasticidad del material} [\text{GPa}]$$

$$l = \text{Agarre}$$

$$L_T = \text{Longitud roscada}$$

Resolviendo:

$$L = 25 \text{ mm}$$

$$l = 6,5$$

$$A_t = 36,6 \text{ mm}^2 \text{ (Anexo F1)}$$

$$E = 193 \text{ GPa} = 19300 \text{ MPa (Anexo G1)}$$

$$L_T = 2d + 6 = 2(8 \text{ mm}) + 6 = 22 \text{ mm}$$

$$l_d = L - L_T = 25 \text{ mm} - 22 \text{ mm} = 3 \text{ mm}$$

$$l_t = l - l_d = 6,5 - 3 \text{ mm} = 3,5 \text{ mm}$$

$$A_d = \frac{\pi(8 \text{ mm})^2}{4} = 50,265 \text{ mm}^2$$

$$k_b = \frac{50,265 \text{ mm}^2(36,6 \text{ mm}^2)(19300 \text{ MPa})}{50,265 \text{ mm}^2(3,5 \text{ mm}) + 36,6 \text{ mm}^2(3 \text{ mm})}$$

$$k_b = 124265,920 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}$$

Después de haber calculado la rigidez del sujetador se procede a calcular la rigidez del elemento con la Ec. 3-89.

$$k_m = \frac{0,5774\pi Ed}{2 \ln \left[5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d} \right]} \quad \text{Ec. 3-89}$$

Donde:

$$k_m = \text{Módulo de rigidez del elemento} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right]$$

Resolviendo:

$$k_m = \frac{0,5774(\pi)(19300 \text{ MPa})(8 \text{ mm})}{2 \ln \left[5 \frac{0,5774(6,5 \text{ mm}) + 0,5(8 \text{ mm})}{0,5774(6,5 \text{ mm}) + 2,5(8 \text{ mm})} \right]}$$

$$k_m = 285896,963 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}$$

Luego se procede a calcular la constante “C” mediante la Ec. 3-90.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec. 3-90}$$

Resolviendo:

$$C = \frac{124265,920 \frac{kg}{mm}}{124265,920 \frac{kg}{mm} + 285896,963 \frac{kg}{mm}}$$

$$C = 0,303$$

A continuación, se determina la precarga de apriete con la Ec. 3-91.

$$F_i = 0,75 A_t S_p \quad \text{Ec. 3-91}$$

Donde:

$F_i =$ Precarga para el apriete [N]

$S_p =$ Resistencia de prueba [MPa]

Resolviendo:

$S_p = 800$ MPa (Anexo F2)

$$F_i = 0,75 (36,6 \text{ mm}^2)(800 \text{ MPa})$$

$$F_i = 21960 \text{ N}$$

El factor de seguridad se calcula con la Ec. 3-92.

$$n = \frac{N(S_p A_t - F_i)}{CP} \quad \text{Ec. 3-92}$$

Donde:

$n =$ Factor de seguridad

$N =$ Número de Pernos

$P =$ Carga [N]

$C =$ Constante previamente calculada

Resolviendo:

$$n = \frac{2[(800 \text{ MPa})(36,6 \text{ mm}^2) - 21960 \text{ N}]}{0,303(4540,028 \text{ N})}$$

$$n = 10,64$$

Por lo tanto, el factor de seguridad es aceptable y es correcta la selección del perno de diámetro 8 mm y en cada punto de unión entre el soporte y la paleta se coloquen 2 pernos los cuales irán sujetos por arandelas de presión y su respectiva tuerca.

3.3.10 Diseño de chaveta para el sistema de corte y paletas

Las chavetas o cuñas son encargados de transmitir el par torsión completo del eje al sistema de corte y paletas, además tiene como función la seguridad del eje con el componente. Las cuñas fallan por esfuerzo cortante o por compresión.

3.3.10.1 Diseño por falla de corte

Para el diseño de falla por corte se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau < \frac{S_{sy}}{n_s} \quad \text{Ec. 3-93}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante en la chaveta

S_{sy} = Esfuerzo de fluencia en cortante [MPa]

n_s = Factor de seguridad

Seleccionando una chaveta en base al diámetro del eje que es de 31,75 mm se obtiene las siguientes dimensiones de base 10 mm y altura de 8 mm con una longitud de 30 mm según el Anexo H1. El esfuerzo cortante de la chaveta se calcula con la siguiente ecuación.

$$\tau = \frac{2T}{Dbh} \quad \text{Ec. 3-94}$$

Resolviendo:

$$\tau = \frac{2(35,602 \text{ Nm})}{0,03175 \text{ m} (0,010 \text{ m})(0,008 \text{ m})}$$

$$\tau = 28,033 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,4 S_y$$

$$S_{sy} = 0,4(205 \text{ Mpa})$$

$$S_{sy} = 82 \text{ MPa}$$

Resolviendo el factor de seguridad:

$$n_s = \frac{82 \text{ MPa}}{28,033 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 2,93$$

Por lo tanto, con un factor de seguridad de 2,93 el cual es mayor a 1 se puede garantizar que la chaveta no fallara a esfuerzo cortante.

3.3.10.2 Diseño por falla al esfuerzo de compresión

Para el diseño de falla debido al esfuerzo de compresión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau < \frac{0,90 S_{sy}}{n_s} \quad \text{Ec. 3-95}$$

El esfuerzo cortante de la chaveta se calcula con la Ec. 3-96.

$$\tau = \frac{4T}{Dlh} \quad \text{Ec. 3-96}$$

Resolviendo:

$$\tau = \frac{4(35,602 \text{ Nm})}{0,03175 \text{ m} (0,030 \text{ m})(0,008 \text{ m})}$$

$$\tau = 18,689 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,9 S_y$$

$$S_{sy} = 0,9(205 \text{ Mpa})$$

$$S_{sy} = 184,5 \text{ MPa}$$

Resolviendo el factor de seguridad:

$$n_s = \frac{184,5 MPa}{18,689 MPa}$$
$$n_s = 9,872$$

Por lo tanto, con un factor de seguridad de 9,872 el cual es mayor a uno se puede garantizar que la chaveta no fallara a esfuerzo de compresión.

3.3.11 Diseño de chaveta para polea

3.3.11.1 Diseño por falla de corte

Para el diseño de falla por corte se utiliza la Ec. 3-93, seleccionando una chaveta en base al diámetro del eje que es de 25 mm se obtiene las siguientes dimensiones de base 8 mm y altura de 7 mm con una longitud de 25 mm según el Anexo H1. El esfuerzo cortante de la chaveta se calcula con la Ec. 3-94.

$$\tau = \frac{2(35,602 Nm)}{0,025 m (0,008 m)(0,007 m)}$$
$$\tau = 50,86 MPa$$

$$S_{sy} = 0,4 S_y$$

$$S_{sy} = 0,4(205 Mpa)$$

$$S_{sy} = 82 MPa$$

Resolviendo el factor de seguridad:

$$n_s = \frac{82 MPa}{50,86 MPa}$$
$$n_s = 1,61$$

Por lo tanto, con un factor de seguridad de 1,61 el cual es mayor a 1 se puede garantizar que la chaveta no fallara a esfuerzo cortante.

3.3.11.2 Diseño por falla al esfuerzo de compresión

Para el diseño de falla debido al esfuerzo de compresión se utiliza la Ec. 3-95. El esfuerzo cortante de la chaveta se calcula con la Ec. 3-96.

$$\tau = \frac{4(35,602 \text{ Nm})}{0,025 \text{ m} (0,025 \text{ m})(0,007 \text{ m})}$$
$$\tau = 32,550 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,9 Sy$$

$$S_{sy} = 0,9(205 \text{ Mpa})$$

$$S_{sy} = 184,5 \text{ MPa}$$

Resolviendo el factor de seguridad:

$$n_s = \frac{184,5 \text{ MPa}}{32,550 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 5,668$$

Por lo tanto, con un factor de seguridad de 5,668 el cual es mayor a 1 se puede garantizar que la chaveta no fallara a esfuerzo de compresión.

3.3.12 Diseño de soldadura del sistema de corte

El sistema de corte consta de 4 cuchillas soldadas a un buje los cuales son de acero inoxidable A304, estos dos componentes están unidos por soldadura. Es necesario comprobar la resistencia de la junta soldada para ello se considera los siguientes aspectos:

- La cuchilla está en voladizo
- La fuerza es de 458,743 N (Inciso 3.3.2.4.)
- Soldadura a filete
- Alambre de porte ER 308 L
- Proceso: MIG (GMAW)

Según el Anexo II las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete se obtiene las siguientes ecuaciones en base al tipo de unión de las piezas. [19]

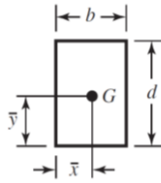


Figura 3-63 Soldadura a filete de perfil rectangular.

$$A = 1,414h(b + d) \quad \text{Ec. 3-97}$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2} \quad \text{Ec. 3-98}$$

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad \text{Ec. 3-99}$$

$$I = 0,707hI_u \quad \text{Ec. 3-100}$$

Donde:

A = Área de la garganta [mm^2]

\bar{y} = Ubicación del centro de gravedad con respecto al eje y [mm]

I_u = Segundo momento unitario del área [mm^3]

I = Momento del área, con base en la soldadura de la garganta [mm^4]

b, d = Dimensiones de la parte soldada en voladizo [mm]

h = Tamaño de soldadura [mm]

Datos:

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores:

$$A = 1,414(5 \text{ mm})(4 \text{ mm} + 30 \text{ mm}) = 240,38 \text{ mm}^2$$

$$\bar{y} = \frac{30 \text{ mm}}{2} = 15 \text{ mm}$$

$$I_u = \frac{(30 \text{ mm})^2}{6} [3(4 \text{ mm}) + 30 \text{ mm}] = 6300 \text{ mm}^3$$

$$I = 0,707(5 \text{ mm})(6300 \text{ mm}^3) = 22270,5 \text{ mm}^4$$

A continuación, se procede a calcular el esfuerzo primario y secundario son las Ec. 3-101 y Ec. 3-102 respectivamente:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3-101}$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad \text{Ec. 3-102}$$

Resolviendo:

$$\tau' = \frac{458,743 \text{ N}}{240,38 \text{ mm}^2}$$

$$\tau' = 1,908 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{458,743 \text{ N} (60 \text{ mm})(15 \text{ mm})}{22270,5 \text{ mm}^4}$$

$$\tau'' = 18,538 \text{ MPa}$$

Luego se calcula el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = \sqrt{(1,908 \text{ MPa})^2 + (18,538 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau = 18,636 \text{ MPa}$$

Calculando el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577(205 \text{ Mpa})}{18,636 \text{ MPa}}$$

$$n = 6,35$$

Por lo tanto, el diseño de soldadura es el correcto ya que existe un factor de seguridad de 6,35 el cual es aceptable.

3.3.13 Diseño de soldadura del soporte de paletas

El sistema de corte consta de 3 platinas soldadas a un buje los cuales son de acero inoxidable A304, estos dos componentes están unidos soldadura. es necesario comprobar la resistencia de la junta soldada para ello se considera los siguientes aspectos:

- Las platinas están en voladizo.
- La fuerza es de 43,572 N. (Inciso 3.3.4.1)
- Soldadura a filete.
- Alambre de aporte ER 308 L.
- Proceso: MIG (GMAW).

Según el Anexo II las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete se obtiene las Ec. 3-97, Ec. 3-98, Ec. 3-99 y Ec. 3-100 en base al tipo de unión de las piezas. [19]

Datos:

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$d = 4 \text{ mm}$$

$$h = 4 \text{ mm}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores:

$$A = 1,414(4 \text{ mm})(50 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) = 305,424 \text{ mm}^2$$

$$\bar{y} = \frac{4 \text{ mm}}{2} = 2 \text{ mm}$$

$$I_u = \frac{(4 \text{ mm})^2}{6} [3(50 \text{ mm}) + 4 \text{ mm}] = 410,667 \text{ mm}^3$$

$$I = 0,707(4 \text{ mm})(410,667 \text{ mm}^3) = 1161,366 \text{ mm}^4$$

A continuación, se procede a calcular el esfuerzo primario y secundario son las Ec. 3-101 y Ec. 3-102 respectivamente:

Resolviendo:

$$\tau' = \frac{43,572 \text{ N}}{305,424 \text{ mm}^2}$$

$$\tau' = 0,14 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{43,572 \text{ N} (107 \text{ mm})(2 \text{ mm})}{1161,366 \text{ mm}^4}$$

$$\tau'' = 8,029 \text{ MPa}$$

Luego se calcula el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = \sqrt{(0,14 \text{ MPa})^2 + (8,029 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau = 8,03 \text{ MPa}$$

Calculando el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577(205 \text{ MPa})}{8,03 \text{ MPa}}$$

$$n = 14,7$$

Por lo tanto, el diseño de soldadura es el correcto ya que existe un factor de seguridad de 14,7 el cual es aceptable.

3.3.14 Análisis estático de pernos sujetadores de la puerta de la cámara de despulpado por análisis de elementos finitos mediante software

La puerta de la cámara de despulpado es fijada mediante tres pernos los cuales ayudan a centrar la puerta con el eje y al mismo tiempo la sujetan. Como se muestra en la Figura 3-64.

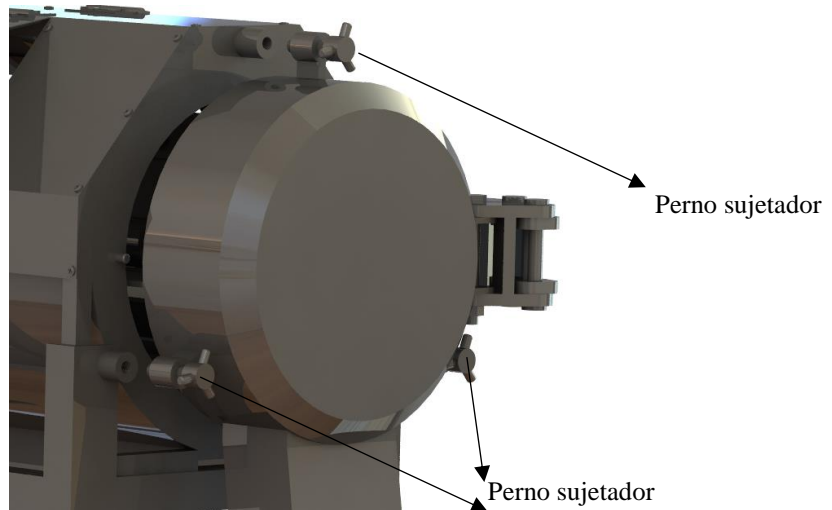


Figura 3-64 Pernos sujetadores de la puerta de la cámara de despulpado.

El perno debe resistir el peso de la puerta de la cámara de despulpado, el peso del rodamiento y la fuerza de la reacción en el rodamiento.

Tabla 3-50 Fuerza sometida sobre el perno sujetador.

	Peso (kg)	Fuerza(N)
Puerta de la cámara de despulpado	7,238	71,005
Rodamiento SKF 6205-2RS1	0,129	1,266
Reacción sobre el rodamiento		231,301
TOTAL		303,572

La fuerza que se utilizará para el análisis será de 303,572 N. Para el análisis de elementos finitos se utiliza un perno de diámetro 9/16 pulgadas en acero inoxidable con las características en la Tabla 3-51.

Tabla 3-51 Características del perno 9/16".

PERNO 9/16 "

Material	Acero inoxidable A304
Número de hilos por pulgada	12 roscas/pulgadas (Anexo F5)
Resistencia tracción	515 MPa (Anexo F3)
Factor de seguridad	1
Precarga torción	77 Nm (Anexo F4)

En la Figura 3-65 se muestra como la fuerza actúa sobre el sistema de sujeción y esta fuerza afecta al perno.

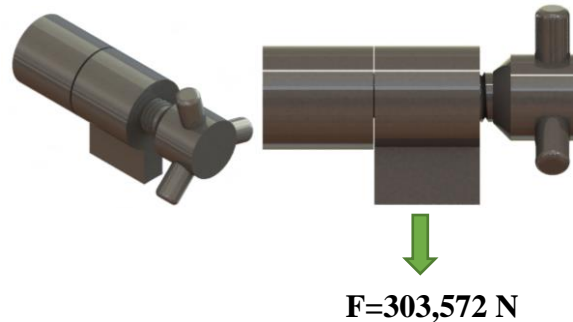


Figura 3-65 Fuerza sobre los fijadores de la puerta.

A continuación, se ingresa los datos requeridos por el software, también se realiza los respectivos parámetros de contacto que tiene el sistema y procedemos mallar para resolver. Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-52.

Tabla 3-52 Propiedades del material.

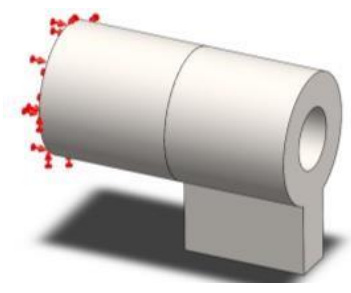
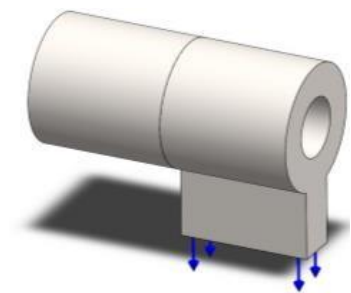
Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-53 se observa la geometría fija y la carga que somete al sujetador

Tabla 3-53 Condiciones de carga del sujetador.

Condiciones de carga

Geometría fija	
Fuerza $F_{paleta} = 303,572 N$	

Una vez realizado el análisis se obtiene los siguientes resultados del perno 9/16.

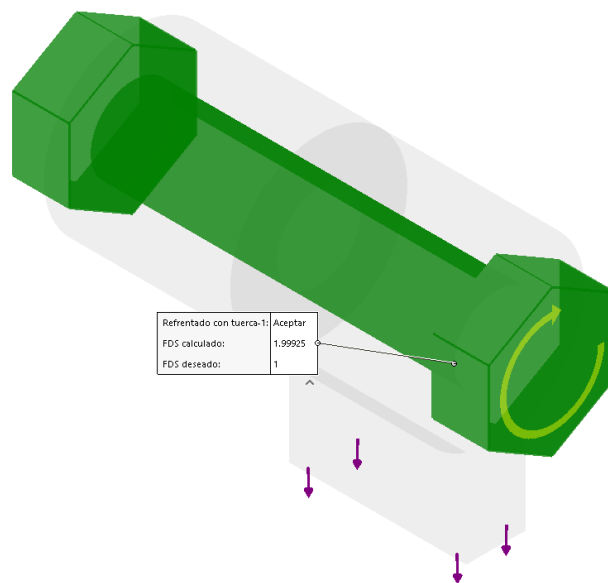


Figura 3-66 Análisis estático del perno 9/16" en el sistema de sujeción de la puerta.

Tabla 3-54 Resultados análisis estático del perno.

ANÁLISIS ESTÁTICO DEL PERNO 9/16"	
Fuerza cortante	295,81 N

Fuerza axial	26945N
Momento flector	8,883Nm
Factor de seguridad	1,99

Por lo tanto, se tiene un factor de seguridad de 1,99 el cual es confiable para el diseño del perno de un diámetro de 9/16 pulgadas. Por otro lado, el sistema de sujeción tiene los siguientes resultados del análisis de elementos finitos.

a) Tensión Von Mises

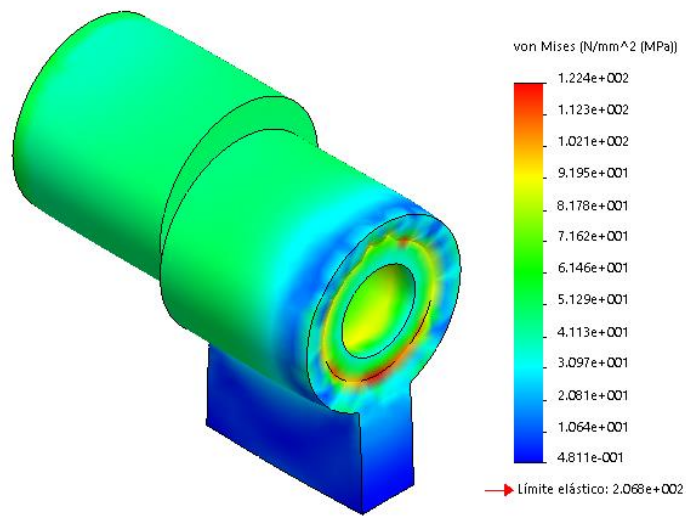


Figura 3-67 Tensión de Von Mises del sistema de sujeción.

Tabla 3-55 Tensión de Von Mises para el sistema de sujeción.

Tensión Von Mises		
	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
Sistema de sujeción	122,4	4,811 e ⁻¹

b) Desplazamiento Resultante

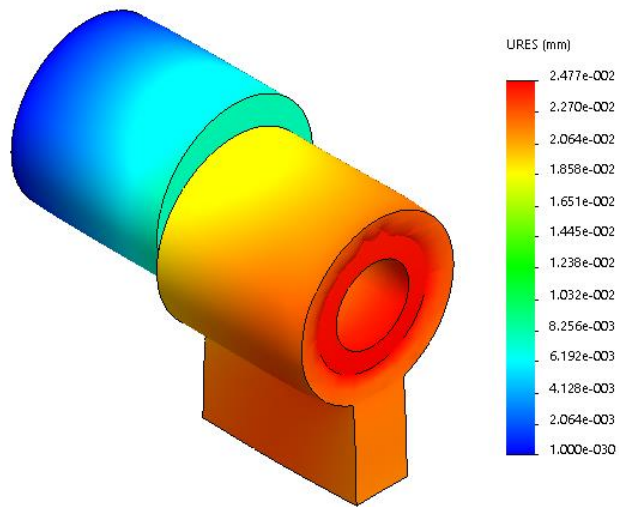


Figura 3-68 Desplazamiento resultante del sistema de sujeción.

Tabla 3-56 Desplazamiento resultante para el sistema de sujeción.

Desplazamiento Resultante		
	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
Sistema de sujeción	$2,477 \text{ e}^{-2}$	$1,00 \times 10^{-30}$

c) Factor de Seguridad

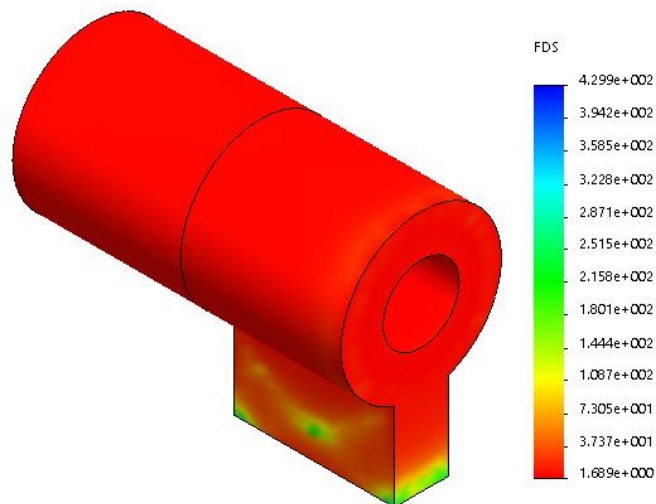


Figura 3-69 Factor de seguridad del sistema de sujeción.

Tabla 3-57 Factor de seguridad para el sistema de sujeción.

Factor de Seguridad		
	Máximo	Mínimo
Sistema de sujeción	4,299 e ²	1,69

Por lo tanto, el sistema de fijación de la puerta de la cámara de despulpado tiene un factor de seguridad de 1,69 el cual es apropiado para su diseño.

3.3.15 Análisis estático de pernos de unión entre la tolva con la cámara de corte por análisis de elementos finitos mediante software

La tolva es unida con la cámara de corte y un empaque mediante pernos los cuales ayuda a la fijación, en la Figura 3-70 se muestra cómo va ensamblado la tolva con el sistema de corte.

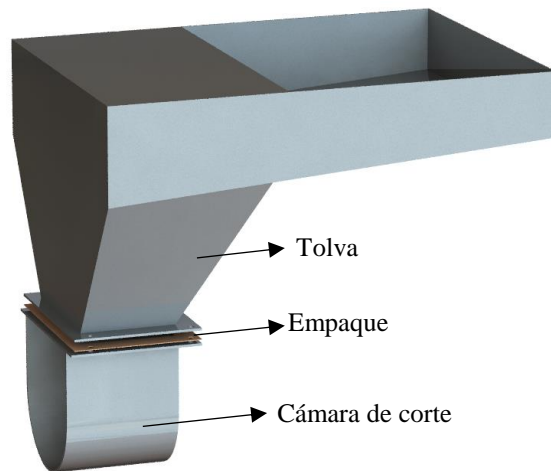


Figura 3-70 Sistema de corte, tolva y empaque.

Los pernos deben resistir la fuerza que actúa sobre la tolva y la presión que genera la fruta en el interior de las paredes de la tolva. La fuerza y presión fueron anteriormente calculados y son los siguientes:

$$F_{vertices} = 392,4 \text{ N}$$

$$P = 10663,078 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} (y)$$

Para el análisis de elementos finitos se sume cinco pernos de diámetro M8 en acero inoxidable con las siguientes características:

Tabla 3-58 Características del perno M8.

PERNO M8	
Material	Acero inoxidable A304
Número de hilos por milímetro	1,25 roscas/milímetro (Anexo F6)
Resistencia tracción	515 MPa (Anexo F3)
Factor de seguridad	1
Precarga torción	14,2 Nm (Anexo F6)

A continuación, se ingresa los datos requeridos por el software, también se realiza los respectivos parámetros de contacto que tiene el sistema y procedemos mallar para resolver. Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la

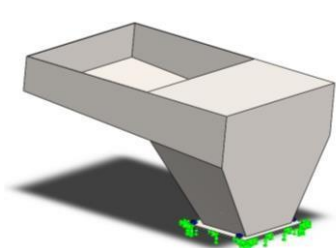
Tabla 3-59.

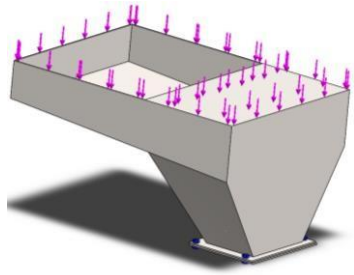
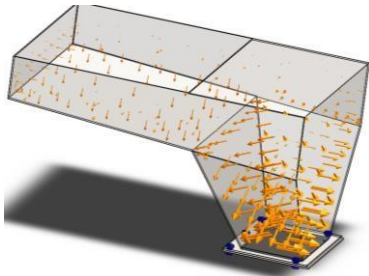
Tabla 3-59 Propiedades del material.

Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas sobre la tolva sujeta por pernos en la Tabla 3-60:

Tabla 3-60 Condiciones de carga para la tolva sujeta con los pernos.

Condiciones de carga	
Geometría fija	

<p>Fuerza</p> $F_{vertices} = 392,4 N$	
<p>Presión</p> $P = 10663,078 \frac{N}{m^3} (y)$	

Una vez realizado el análisis se obtiene los siguientes resultados de los pernos M8.

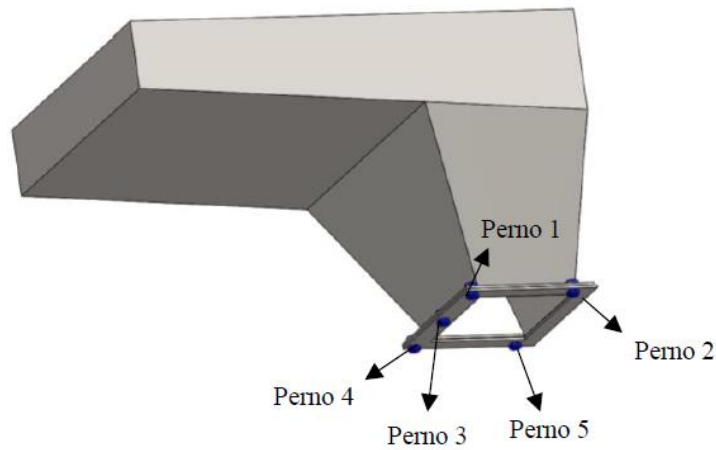


Figura 3-71 Análisis estático del perno M8 para sujeción de la tolva.

Tabla 3-61 Resultados análisis estático del perno.

ANÁLISIS ESTÁTICO DEL PERNO M8				
	Fuerza cortante (N)	Fuerza axial (N)	Momento flector (Nm)	Factor de seguridad

Perno 1	61,534	8982,8	0,131	2,34
Perno 2	49,244	8935,5	0,121	2,35
Perno 3	10,969	8989,3	0,174	2,33
Perno 4	61,809	8964,9	0,191	2,33
Perno 5	52,751	8927,1	0,116	2,35

Por lo tanto, se tiene un factor de seguridad más bajo en los pernos 3 y cuatro de 2,33 el cual es confiable para el diseño del perno de un diámetro M8 para sostener la tolva.

3.3.16 Diseño de soporte de bisagra

La cámara de despulpado tiene una puerta la cual esta sostenida por una bisagra anclada a un soporte por un pasador. Como se muestra en la Figura 3-72 el soporte sostiene al juego de bisagras y la puerta de despulpado.

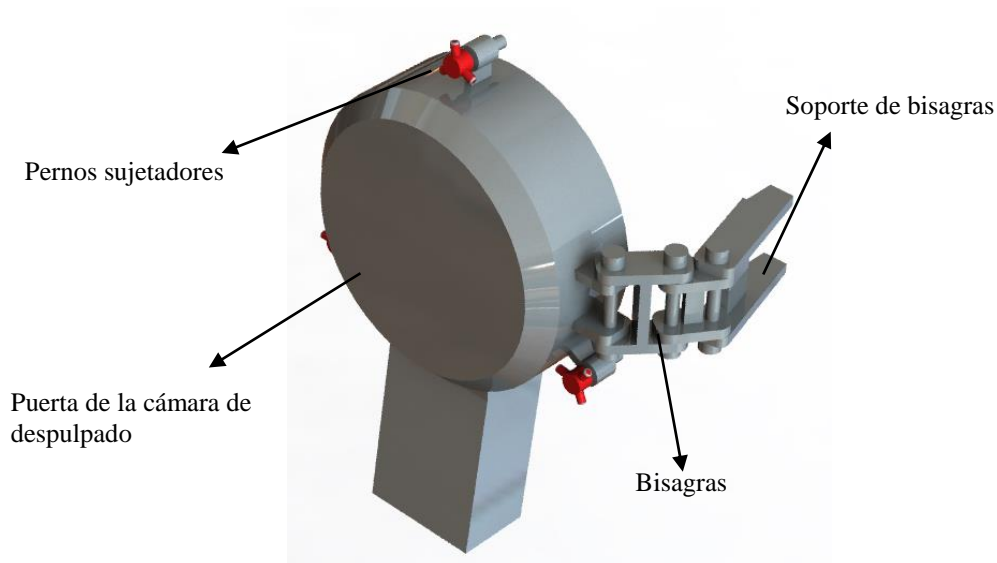


Figura 3-72 Puerta se cámara de despulpado.

3.3.16.1 Análisis estático del soporte de bisagras por análisis de elementos finitos en software

El soporte de bisagras se encuentra en voladizo por lo cual debe soportar el peso de las bisagras, peso de la puerta de la cámara de despulpado, peso del rodamiento peso de pernos y las reacciones del eje en el punto del rodamiento. Para el análisis

estático se utiliza el método de elemento finitos mediante un software, el material del elemento es acero inoxidable AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

Para el cálculo de la fuerza que está sometido el soporte se procederá a sumar todos los pesos de los componentes que este resiste como se ve en la Tabla 3-62.

Tabla 3-62 Fuerza sobre el soporte.

	Peso (kg)	Fuerza(N)
Puerta de la cámara de despulpado	7,238	71,005
Rodamiento SKF 6205-2RS1	0,129	1,266
Reacción sobre el rodamiento	-	231,301
Bisagra	2,271	22,279
3 pernos aseguradores	0,54	5,297
TOTAL		331,148

Para el análisis se ingresa las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-63.

Tabla 3-63 Propiedades del material.

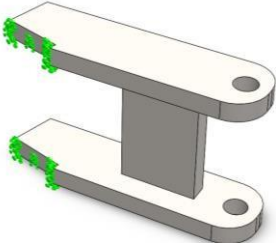
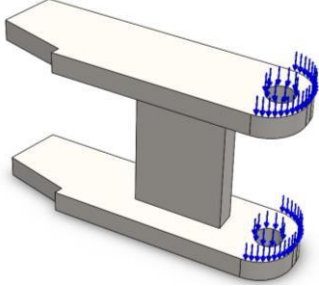
Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-64 se observa la geometría fija y la carga sobre el soporte.

Tabla 3-64 Condiciones de carga sobre el soporte

Condiciones de carga

Geometría fija	
Fuerza $F = 331,148 \text{ N}$	

A continuación, se ingresa los datos requeridos por el software, el espesor del elemento del soporte es de 12 mm.

Una vez realizado el análisis se obtiene los siguientes resultados:

a) Tensión Von Mises

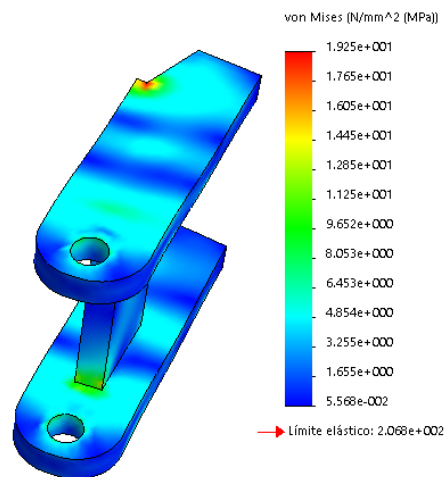


Figura 3-73 Tensión Von Mises del soporte.

Tabla 3-65 Tensión Von Mises para el soporte de espesor de 12 mm.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
12	19,25	$5,568 e^{-2}$

b) Desplazamiento Resultante

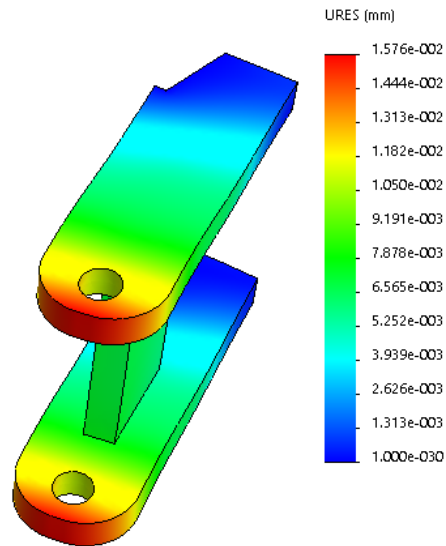


Figura 3-74 Desplazamiento resultante del soporte.

Tabla 3-66 Desplazamiento resultante para el soporte de espesor de 12 mm.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
12	$1,576 e^{-2}$	$1,00 e^{-30}$

c) Factor de Seguridad

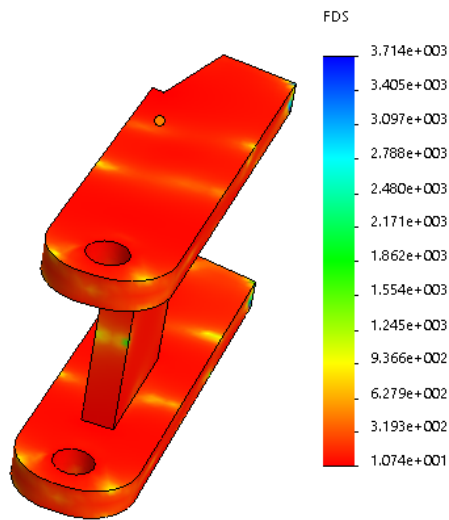


Figura 3-75 Factor de seguridad para el soporte.

Tabla 3-67 Factor de seguridad para el soporte de espesor de 12 mm.

Factor de Seguridad		
Esesor (mm)	Máximo	Mínimo
12	3,714 e ³	10,74

Por lo tanto, el soporte de las bisagras tiene un factor de seguridad mínimo de 10,74 para un espesor de 12 mm por lo tanto es viable el diseño del soporte.

3.3.17 Diseño de tamiz

La máquina despulpadora necesita de un tamiz el cual filtre las semillas, cáscara y otras partículas que no tengan que ver con la pulpa de la fruta. Para el diseño del tamiz tomaremos en cuenta el espesor de las semillas de las frutas que se dedica a despulpar la empresa productos Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

En los parámetros de diseño se muestra los espesores de las semillas promedio de cada fruta. A continuación, se clasificará las frutas según el promedio del espesor de su semilla poniéndolas en grupos como se muestra en la Tabla 3-68.

Tabla 3-68 Grupos de frutas según es espesor de la semilla.

Fruta	Espesor Promedio	Grupos
Naranja	0,47	Grupo 1
Fresa	0,50	
Mora	0,63	
Tomate	1,43	Grupo2
Taxo	1,80	
Maracuyá	1,97	
Guayaba	2,57	
Guanábana	3,83	Grupo 3
Papaya	3,93	
Tamarindo	4,17	

Según el grupo de frutas se asignará la configuración y diámetro de cada tamiz.

3.3.17.1 Grupo 1

El grupo uno está conformado por naranja, fresa y mora la cual utiliza un tamiz en acero inoxidable A304 su configuración de perforado se muestra en el Anexo K1. En la siguiente tabla se muestra los parámetros de perforado y dimensiones del tamiz:

Tabla 3-69 Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 1. [32]

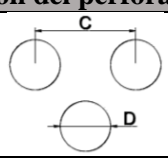
Configuración del perforado del tamiz	Dimensiones del tamiz	
	Espesor del tamiz	0,5 mm
	Diámetro del tamiz	280 mm
	Largo del tamiz	1000 mm
D= Diámetro de perforación = 0,5 mm		
C= Distancia entre centros = 1,2 mm		
Material= Acero inoxidable A304		

3.3.17.2 Grupo 2

El grupo dos está conformados por tomate, taxo, maracuyá, guayaba y también se incluye al mango ya que por el proceso de la empresa es previamente extraído su pepa. Estas frutas para su despulpado utilizan un tamiz en acero inoxidable A304 su configuración de perforado se muestra en el Anexo K1.

En la siguiente tabla se muestra los parámetros de perforado y dimensiones del tamiz:

Tabla 3-70 Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 2. [32]

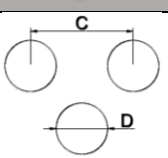
Configuración del perforado del tamiz	Dimensiones del tamiz	
	Espesor del tamiz	1 mm
	Diámetro del tamiz	280 mm
	Largo del tamiz	1000 mm
D= Diámetro de perforación = 1,25 mm		
C= Distancia entre centros = 2,5 mm		
Material= Acero inoxidable A304		

3.3.17.3 Grupo 3

El grupo tres está conformados por guanabana, tamarindo y papaya. Para su despulpado utiliza un tamiz en acero inoxidable A304 su configuración de perforado se muestra en el Anexo K1.

En la siguiente tabla se muestra los parámetros de perforado y dimensiones del tamiz:

Tabla 3-71 Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 3. [32]

Configuración del perforado del tamiz	Dimensiones del tamiz	
	Espesor del tamiz	2 mm
	Diámetro del tamiz	280 mm
	Largo del tamiz	1000 mm
D= Diámetro de perforación = 3 mm		
C= Distancia entre centros = 5 mm		
Material= Acero inoxidable A304		

Por lo tanto, para la construcción del tamiz de opto en la Productos Suiza Dajed Cia. Ltda construir un tamiz con una perforación de 1,25 de diámetro y con un espesor de la lámina de 1 mm ya que con este tamiz se puede despulpar la mayoría de frutas y la de mayor demanda por la empresa.

3.3.18 Análisis estático de la estructura de la cámara de despulpado por elementos finitos.

La cámara de despulpado está formada por una estructura la cual sostiene al cuerpo de la cámara, plegado, dos puertas laterales, como se muestra en la Figura 3-76.

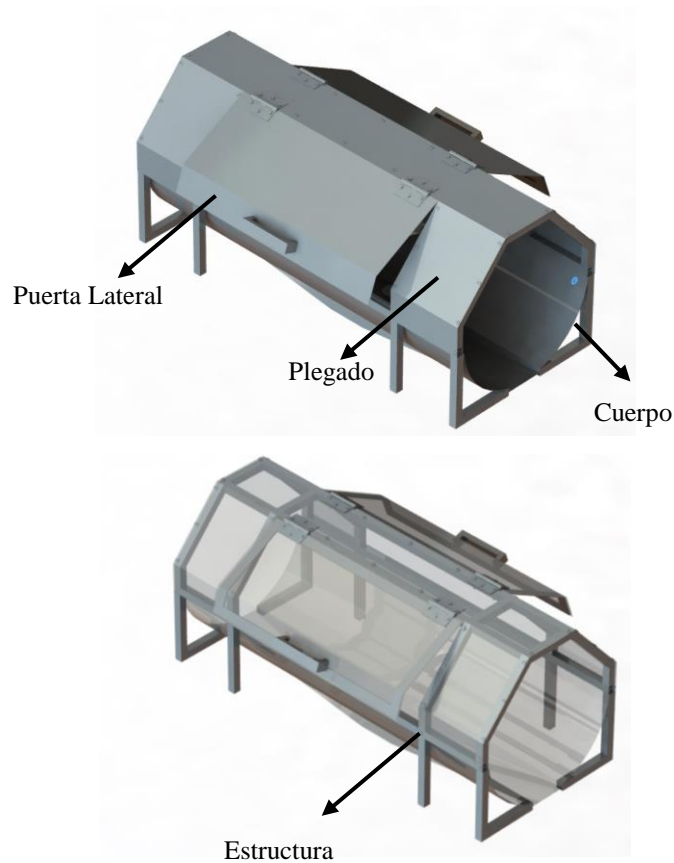


Figura 3-76 Partes de la cámara de despulpado.

Las fuerzas que someten a la estructura son: el peso de los componentes de la cámara de despulpado, el peso de la fruta que se encuentra en el interior y el peso de una persona al momento de dar mantenimiento sobre la máquina. Como se puede ver en la siguiente figura se localizan fuerzas que someterán a la estructura.

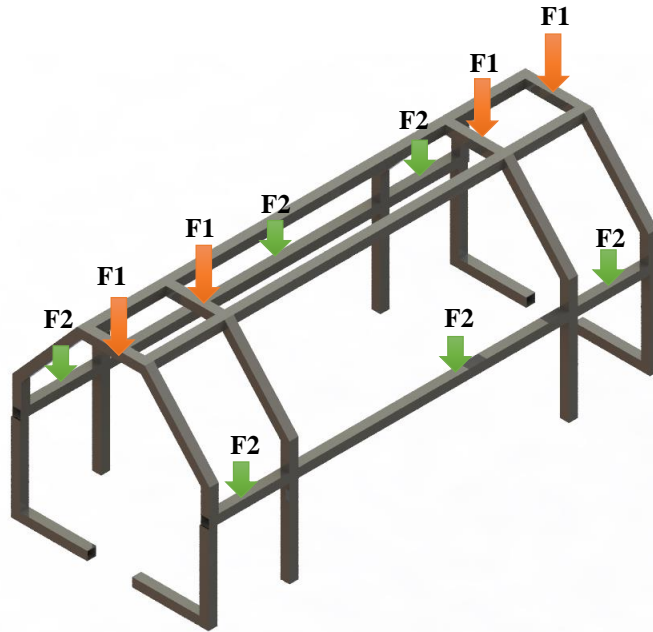


Figura 3-77 Fuerzas sobre la estructura de la cámara de despulpado.

$F1 = \text{Fuerza 1}$

$F2 = \text{Fuerza 2}$

3.3.18.1 Cálculo de la fuerza 1

Esta fuerza es la suma del peso que generan los componentes y el peso de una persona al momento de subir sobre la cámara para un mantenimiento de la misma.

Tabla 3-72 Peso sobre la estructura.

Elementos	Número	Peso(kg)	Peso total (kg)
Puerta	2	2,35	4,7
Bisagras	4	0,103	0,412
Manillas	2	0,09	0,18
Plegado	1	3,106	3,106
Peso de persona	1	86	86
		TOTAL	94,398

$$F1 = 94,398 \text{ kg} \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F1 = 926,044 \text{ N}$$

3.3.18.2 Cálculo de la fuerza 2

Esta fuerza es la suma de la fuerza que genera el peso del cuerpo de la máquina y el peso de la fruta que se encuentra en el interior que fue calculada previamente.

Tabla 3-73 Peso sobre la estructura.

	Peso (kg)	Fuerza (N)
Cuerpos de la cara de despulpado	5,844	57,330
Fruta internamente	8,099	79,451
TOTAL		136,781

$$F2 = 136,781 \text{ N}$$

Para el análisis de elementos finitos se ocupa un tubo cuadrado A304 de 20 mm por 1,5 de espesor señalado en el Anexo J1. Las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-74.

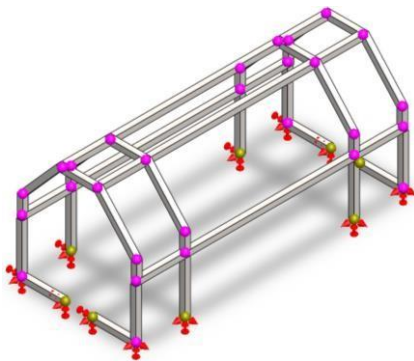
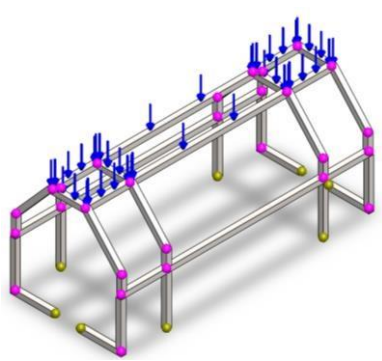
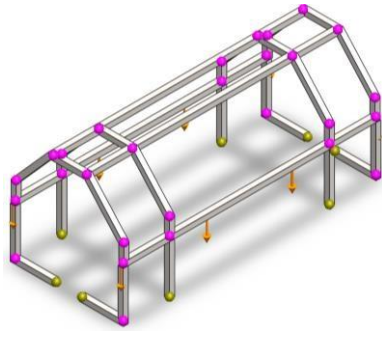
Tabla 3-74 Propiedades del material.

Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-75 se observa la geometría fija y las cargas que someten a la estructura de la cámara de despulpado.

Tabla 3-75 Condiciones de carga de la estructura de la cámara de despulpado.

Condiciones de carga	
Geometría fija	
Fuerza $F1 = 926,044 N$	
Fuerza $F2 = 136,781N$	

Una vez realizado el análisis de elementos finitos o por medio de software se obtiene los siguientes resultados:

a) Tensión

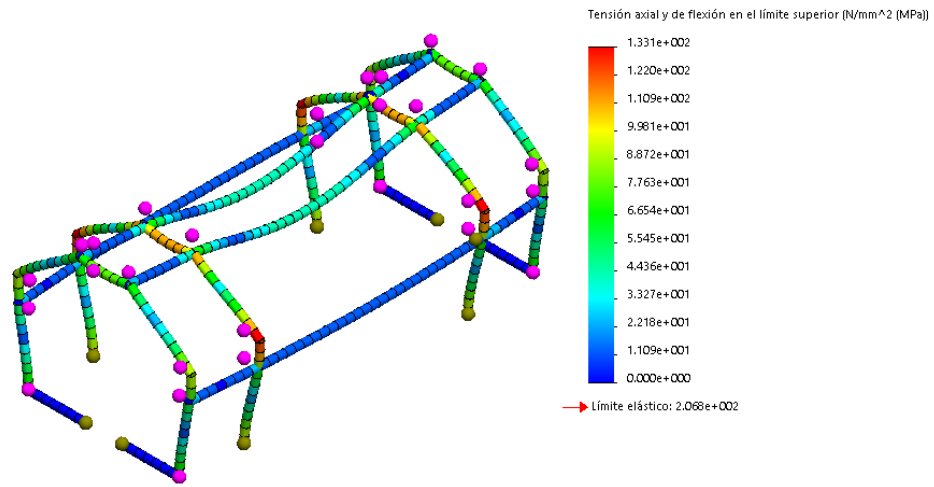


Figura 3-78 Tensión de la estructura de la cámara de despulpado.

Tabla 3-76 Tensión de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.

	Tensión	
	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
Tubo cuadrado A304 20 mm x 1,5 mm	1,331 e ²	0

b) Desplazamiento Resultante

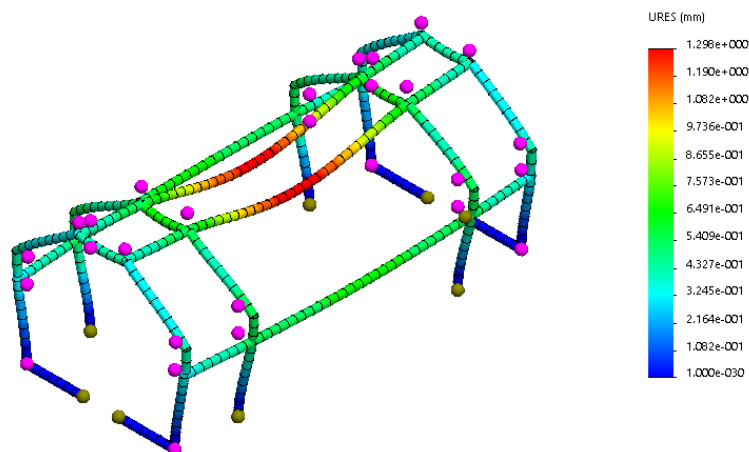


Figura 3-79 Desplazamiento de la estructura de la cámara de despulpado.

Tabla 3-77 Desplazamiento resultante de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
Tubo cuadrado A304 20 mm x1,5 mm	1,298	1,00 e ⁻³⁰

c) Factor de Seguridad

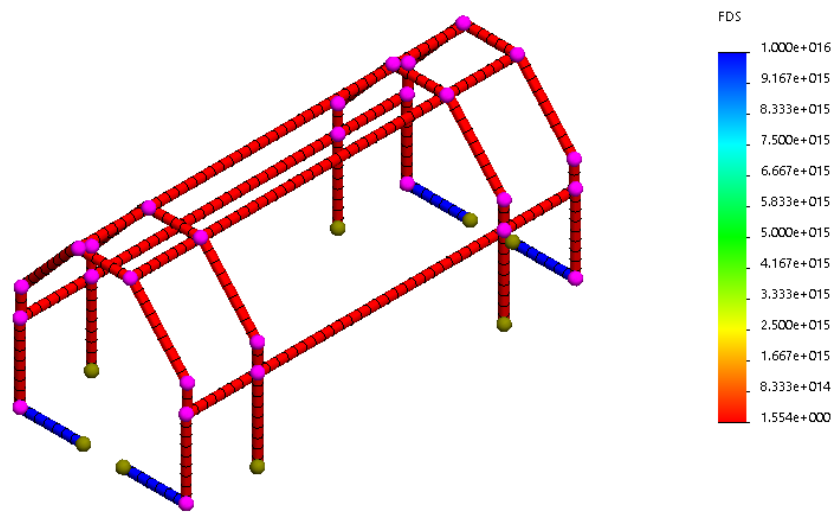


Figura 3-80 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado.

Tabla 3-78 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.

Factor de Seguridad		
Espesor (mm)	Máximo	Mínimo
Tubo cuadrado A304 20 mm x1,5 mm	1 e ¹⁶	1,54

Por lo tanto, la estructura de la cámara de despulpada tiene un factor de seguridad mínimo de 1,54 el cual es favorable ya que es mayor a uno, entonces se construirá la estructura con un tubo cuadrado en acero inoxidable A304 de 20 mm y con un espesor de 1,5 mm.

3.3.19 Análisis estático de la estructura de la máquina despulpadora de fruta por elementos finitos mediante software

La máquina despulpadora cuenta con una estructura la cual sostiene a los sistemas que conforman la máquina a los accesorios y al motor como se muestra en la Figura 3-81 .

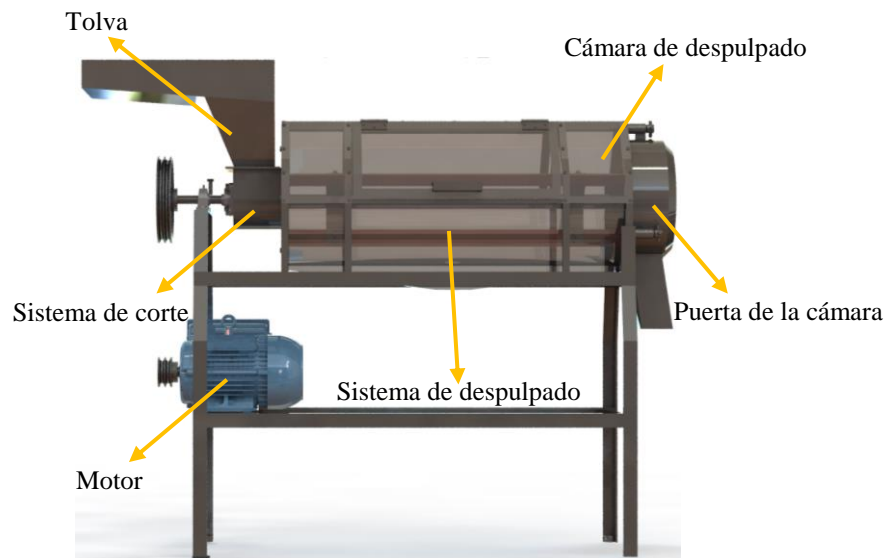


Figura 3-81 Partes principales de la máquina despulpadora.

Como se puede ver en la siguiente figura se localizan fuerzas que someterán a la estructura.

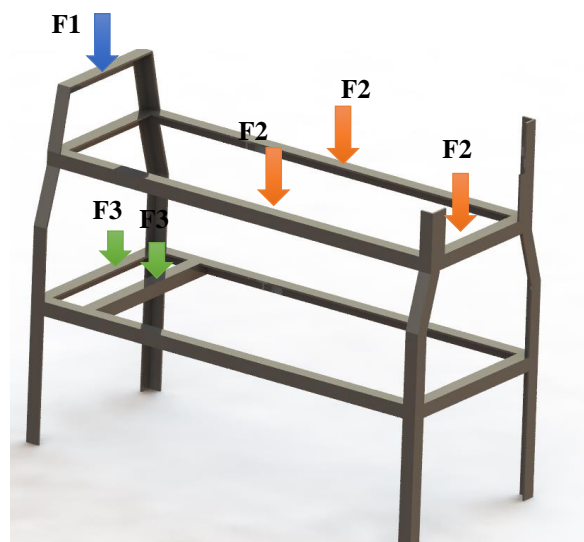


Figura 3-82 Fuerzas sobre la estructura de la cámara de despulpado.

$F1 = \text{Fuerza } 1$

$F2 = \text{Fuerza } 2$

$F3 = \text{Fuerza } 3$

3.3.19.1 Cálculo de la fuerza 1

Esta fuerza es el peso de la chumacera más la reacción en ese punto B que fue previamente calculada.

Tabla 3-79 Fuerzas sobre la estructura.

	Peso (kg)	Fuerza (N)
Chumacera NTN UCP205D1	1,5	14,715
Reacción		308,599
TOTAL		323,314

$$F1 = 323,314 \text{ N}$$

3.3.19.2 Cálculo de la fuerza 2

Esta fuerza es la suma de las fuerzas que generan los pesos de todos los sistemas, elementos de la máquina, peso de la fruta en el interior y peso de una persona para dar el mantenimiento a la máquina. A continuación, se detalla los elementos:

Tabla 3-80 Peso sobre la estructura.

Elementos	Número	Peso(kg)	Peso total (kg)
Puerta lateral	2	2,350	4,700
Bisagras	4	0,103	0,412
Manillas	2	0,090	0,180
Plegado	1	3,106	3,106
Cámara de despulpado	1	18,300	18,300
Cámara de corte	1	2,418	2,418
Tolva	1	9,834	9,834
Sistema de corte	1	1,366	1,366
Sistema de paletas	1	9,573	9,573
Eje	1	8,512	8,512
Sistema de fijación de la puerta	3	0,486	1,458
Puerta	1	6,548	6,548
Rodamiento SKF 6205-2RS1	1	0,129	0,129
Chumacera UCF205D1	1	1,500	1,500

Tamiz	1	8,074	8,074
Peso de la fruta	1	8,099	8,099
Peso de persona	1	86,000	86,000
		TOTAL	170,209

$$F2 = 170,209 \text{ kg} \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F2 = 1669,75 \text{ N}$$

3.3.19.3 Cálculo de la fuerza 3

Esta fuerza es generada por el peso del motor que tiene un peso de 46 kg según el Anexo C3.

$$F3 = 46 \text{ kg} \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F3 = 451,26 \text{ N}$$

Para el análisis de elementos finitos de la estructura se realizará con un ángulo de 40 mm por 6 mm de espesor en acero inoxidable A304 de Anexo J2. Las propiedades del material especificadas en la Tabla 3-81.

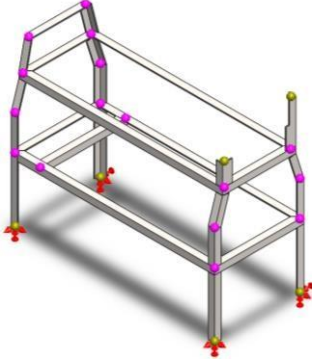
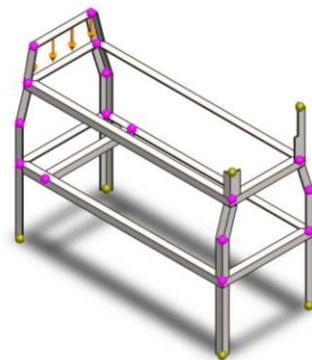
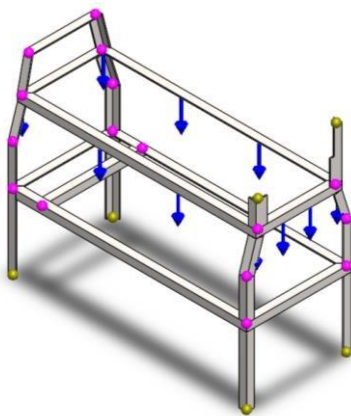
Tabla 3-81 Propiedades del material.

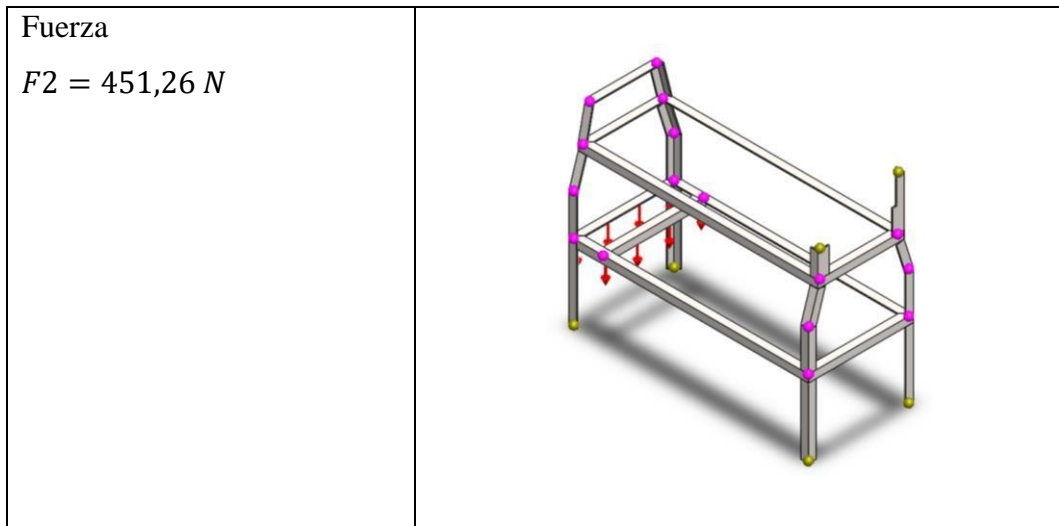
Propiedades mecánicas del material	
Nombre del material	Acero inoxidable AISI 304
Límite de fluencia (S_y)	205 MPa
Resistencia mínima a tensión S_{ut}	515 MPa

Condición de cargas:

En la Tabla 3-82 se observa la geometría fija y las cargas que someten a la estructura.

Tabla 3-82 Condiciones de carga de la estructura de la cámara de despulpado.

Condiciones de carga	
Geometría fija	
Fuerza $F1 = 323,314 N$	
Fuerza $F2 = 1669,75 N$	



Una vez realizado el análisis de elementos finitos o por medio de software se obtiene los siguientes resultados:

a) Tensión Von Mises

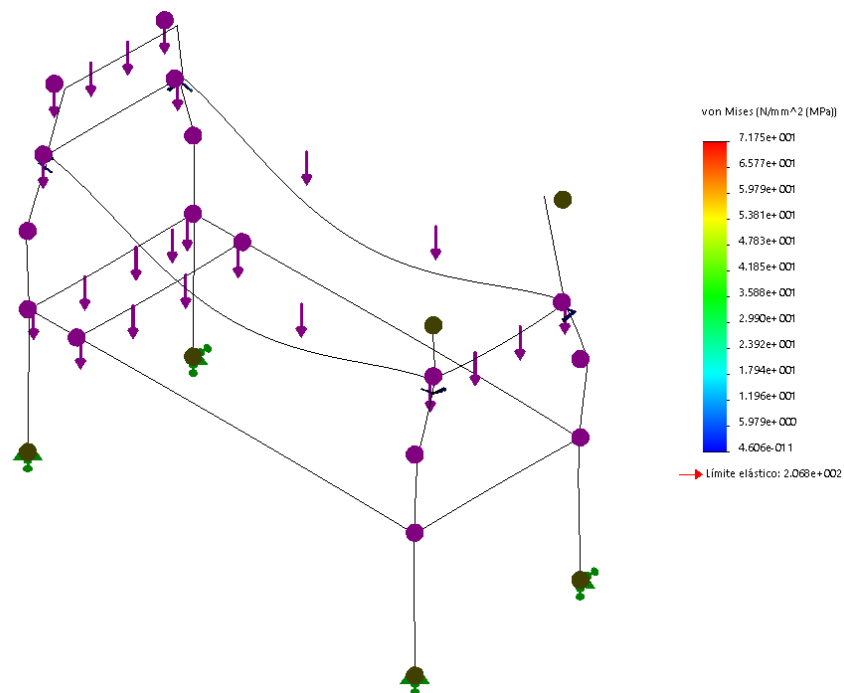


Figura 3-83 Tensión Von Mises de la estructura.

Tabla 3-83 Tensión Von Mises de la estructura para un ángulo A304.

Ángulo A304 40 mm x1,5 mm	Tensión Von Mises	
	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
	71,75	4,606 e ⁻¹¹

b) Desplazamiento Resultante

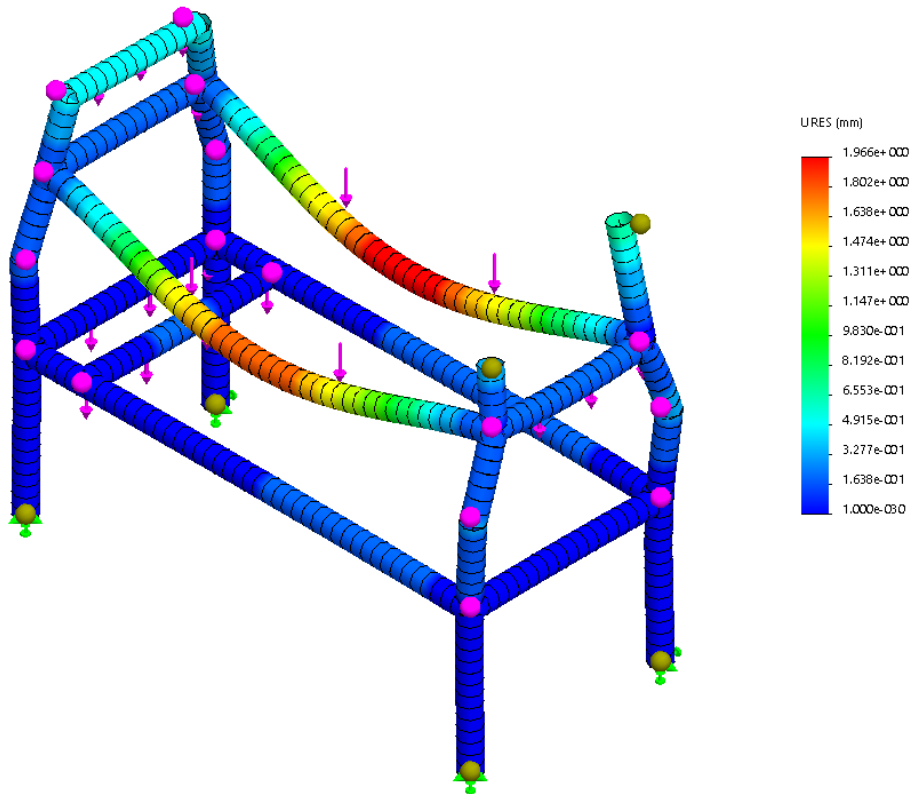


Figura 3-84 Desplazamiento de la estructura de la cámara de despulpado.

Tabla 3-84 Desplazamiento resultante de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.

Espesor (mm)	Desplazamiento Resultante	
	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
Ángulo A304 40 mm x1,5 mm	1,966	1,00 e ⁻³⁰

c) Factor de Seguridad

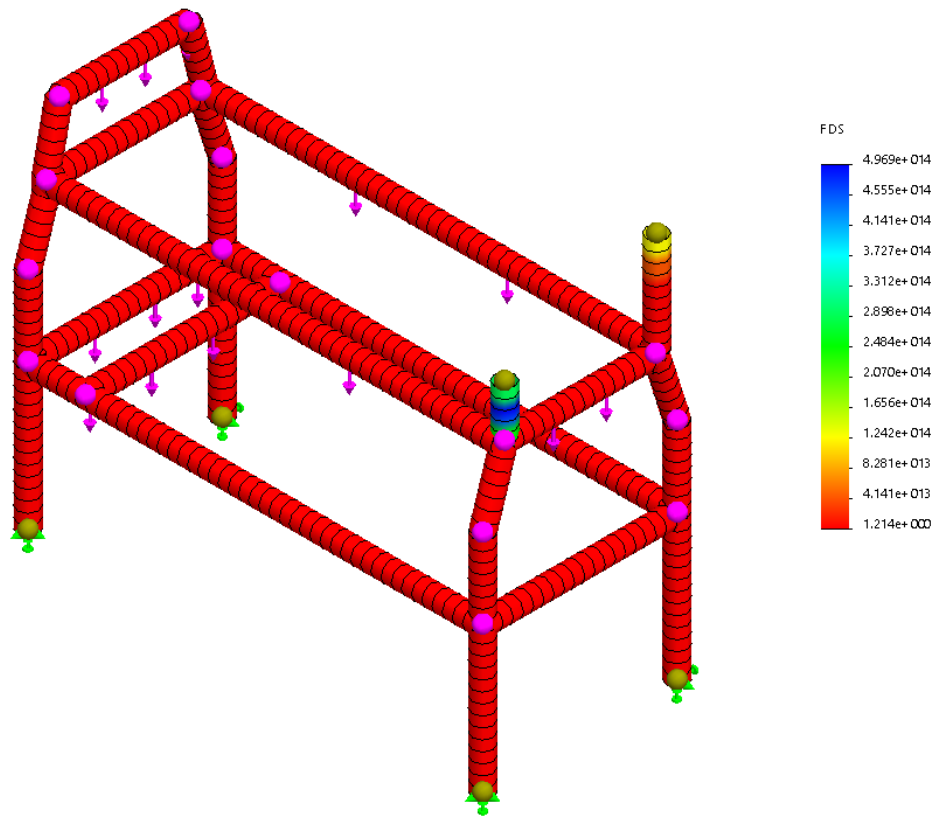


Figura 3-85 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado.

Tabla 3-85 Factor de seguridad de la estructura de la cámara de despulpado para un tubo cuadrado A304.

Espesor (mm)	Factor de Seguridad	
	Máximo	Mínimo
Ángulo A304 40 mm x1,5 mm	4,969 e ¹⁴	1,21

Por lo tanto, la estructura de la máquina despulpadora tiene un factor de seguridad mínimo de 1,21 el cual es favorable ya que es mayor a uno, entonces se construirá la estructura con un ángulo en acero inoxidable A304 de 40 mm y con un espesor de 6 mm.

3.3.20 Diseño de circuito eléctrico

Máquina despulpadora de fruta requiere un sistema eléctrico que le ayude con el encendido, apagado y paro de emergencia para funcionamiento, también un final de carrera que cense cuando la puerta está abierta o cerrada y no pueda ocurrir accidentes durante su funcionamiento.

3.3.20.1 Circuito de potencia

En este circuito se muestra la conexión que necesita el motor para su accionamiento. En el siguiente esquema se muestra el circuito de potencia de la máquina despulpadora de fruta.

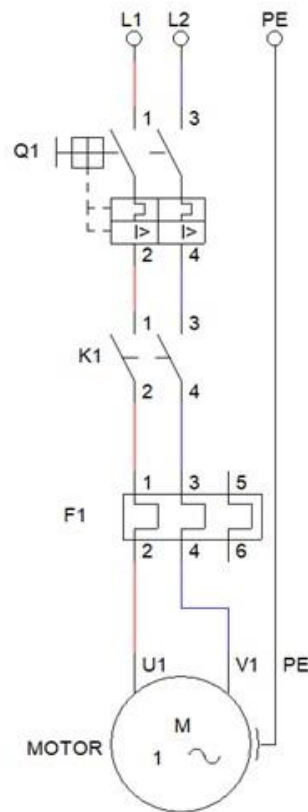


Figura 3-86 Circuito de potencia de la máquina despulpadora.

Donde:

L1= Línea 1

L2= Línea 2

N= Neutro

Q1= Disyuntor

K1= Contactor

F1= Relé térmico

3.3.20.2 Circuito de mando

Este circuito indica las conexiones de los elementos eléctricos como: pulsadores, bobinas, luz piloto, paro de emergencia y final de carrera. En el siguiente esquema se muestra el circuito de mando de la máquina despulpadora de fruta.

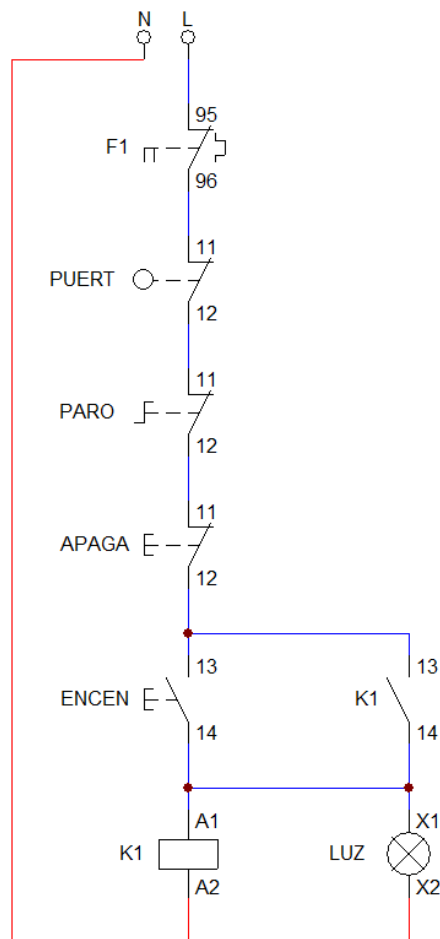


Figura 3-87 Circuito de mando de la máquina despulpadora.

3.4 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS

Después de haber terminado el diseño de las partes, elementos y sistemas de la máquina se procede a la construcción de la misma. Para la construcción de la máquina se necesita del material, herramientas y maquinaria adecuada.

3.4.1 Requerimientos de construcción

Para el proceso de la máquina despulpadora de fruta es necesario la utilización de maquinaria, herramientas, materiales, insumos, equipos de protección personal e instrumentos de medición.

Tabla 3-86 Materia prima para construcción de máquina despulpadora de fruta.

MATERIA PRIMA
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =1 mm
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =2 mm
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =12 mm
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =3 mm
Plancha de acero inoxidable A304 perforado diámetro de perforación = 1,5 mm; espesor =1mm
Tubo cuadrado acero inoxidable A304 40x1,5 mm
Platina acero inoxidable A304 30x3 mm
Ángulo de acero inoxidable A304 40x6 mm
Platina de acero inoxidable A304 50x6 mm
Eje de acero inoxidable A304 diámetro = $1 \frac{1}{4}$ pulgada
Eje de acero inoxidable A304 diámetro = 2 pulgada
Eje de acero inoxidable A304 diámetro = 1 pulgada
Eje de acero inoxidable A304 diámetro = $\frac{3}{4}$ pulgada
Eje de acero inoxidable A304 diámetro = $\frac{1}{4}$ pulgada
Eje de acero inoxidable A304 diámetro = $\frac{3}{8}$ pulgada

Tabla 3-87 Elementos normalizados para construcción de máquina despulpadora de fruta.

ELEMENTOS NORMALIZADOS
Chumaceras
Rodamientos
Pernos
Tuercas

Arandelas
Arandelas de presión
Motor
Bandas
Poleas
Bisagras
Tornillos
Manillas
Contactador
Pulsadores
Tomacorriente
Cables
Caja eléctrica
Relé térmico
Disyuntor
Luz piloto
Final de carrera

Tabla 3-88 Insumos para construcción de máquina despulpadora de fruta.

INSUMOS
Disco de pulir acero inoxidable
Disco abrasivo de lijas
Disco de corte de acero inoxidable
Brocas
Paño de pulir
Thinner
Cepillo de pulir
Rodillo de pulir
Cinta aislante
Cinta automotriz
Fresas
Cuchillas

Tabla 3-89 Herramientas para construcción de máquina despulpadora de fruta.

HERRAMIENTAS
Cierra manual
Entenalla
Rayador
Pinza de presión
Pinza de presión con mordaza cuadrada
Pinza de presión tipo soldador
Pinza de presión hoja latero
Martillo
Cinzel
Destornillador plano

Destornillador estrella
Juego de llaves

Tabla 3-90 Equipos para construcción de máquina despulpadora de fruta.

EQUIPOS
Pulidora
Taladro manual

Tabla 3-91 Maquinaria para construcción de máquina despulpadora de fruta.

MAQUINARIA
Cortadora plasma CNC
Dobladora de lámina de muelas
Dobladora de lámina universal
Cizalla
Cierra eléctrica
Máquina soldadora TIG
Máquina soldadora MIG
Torno
Fresadora
Roladora
Limadora
Taladro de pedestal

Tabla 3-92 Instrumentos de medición para construcción de máquina despulpadora de fruta.

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN
Calibrador pie de rey
Micrómetro
Medidor de nivel
Flexómetro
Regla
Escuadra
Escuadra falsa
Goniómetro

Tabla 3-93 EPP para construcción de máquina despulpadora de fruta.


Equipo de protección individual
Overol

Zapatos de punta de acero
Casco
Casco de soldar
Gafas
Guantes

En la siguiente ficha de construcción y ensamblaje se muestra los procesos que se debe seguir para la construcción de los elementos y el montaje total de la máquina despulpadora de fruta.

En el Anexo L1 se muestra los procesos que se llevaron a cabo para la construcción de la máquina despulpadora de frutas.

Tabla 3-94 Ficha de procesos de construcción de la máquina

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO						
FICHA DE PROCESO DE CONSTRUCCIÓN						
 	CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 KG/H PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA.				CÓDIGO	
					FECHA	
ELABORADO	ALEX SAQUINGA BAUTISTA		NÚMERO DE PERSONAS		4 operarios	
REVISADO	ING. JORGE GUAMANQUISPE MG.		NÚMERO DE HORAS TOTAL		273,75	
DESCRIPCIÓN	MATERIAL				Tiempo (h)	OBSERVACIÓN
Diseño y cálculo de elementos de máquinas	-				150	Conforme a especificación
Elaboración de planos	-				20	
ESTRUCTURA DE CÁMARA DE DESPULPADO						
Trazado y medición del material	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				1,5	Conforme a especificación
Corte del material	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				2	
Verificación de las medidas	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				0,5	
Punteo de las partes	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				1	
Verificación de las medidas	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				0,5	
Soldado de la estructura	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				1	
Pulido de la soldadura	Tubo cuadrado A304 20X1,5 mm				2	
CUERPO DE LA CÁMARA DE DESPULPADO						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 1 mm				1	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 1 mm				0,25	

Verificación de medidas	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
Doblado del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
Puntear las partes del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	
Verificar las medidas del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,5	
Soldar el elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	
Pulido del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	
CABEZAL DE ENTRADA Y SALIDA DE LA CÁMARA DE DESPULPADO						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 3 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 3 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,5	
Perforación	Lámina A304 e= 3 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	
PLEGADO DE LA CÁMARA DE DESPULPADO						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
TOLVA						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,5	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
Doblado del elemento	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	
Puntear las partes del elemento	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	
Verificar las medidas del elemento	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,25	
Soldar el elemento	Lámina A304 e= 2 mm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	

Pulido del elemento	Lámina A304 e= 2 mm	○			2	
TAPA DE POLEAS						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 1 mm			□	0,25	
Doblado del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	
Puntear las partes del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	
Verificar las medidas del elemento	Lámina A304 e= 1 mm			□	0,5	
Soldar el elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	
Pulido del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			1	
TAPA DEL MOTOR						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 1 mm			□	0,25	
Doblado del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	
Puntear las partes del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	
Verificar las medidas del elemento	Lámina A304 e= 1 mm			□	0,5	
Soldar el elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			0,5	
Pulido del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	○			1	
CARCASA DE LA PUERTA						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 3 mm			□	0,25	

Rolado del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	
Puntear las partes del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	
Verificar las medidas del elemento	Lámina A304 e= 3 mm		□		0,5	
Soldar el elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	
Pulido del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			1	
SISTEMA DE FIJACIÓN DE LA PUERTA						
Torneado	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg	○			2	Conforme a especificación
Medición de diámetros	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg			□	0,25	
Roscado de los elementos	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg	○			1	
Verificación de ajuste de los elementos	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg		□		0,25	
CÁMARA DE CORTE						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 3 mm		□		0,25	
Rolado del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	
Puntear las partes del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	
Verificar las medidas del elemento	Lámina A304 e= 3 mm		□		0,5	
Soldar el elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			0,5	
Pulido del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	○			1	
SOPORTE DE LA PUERTA						
Trazado y medición del elemento	Platina A304 40x12 mm			□	0,5	Conforme a especificación
Corte del material	Platina A304 40x12 mm	○			2	
Fresado de los componentes	Platina A304 40x12 mm	○			1	



Punteado del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			0,25	
Verificación de las medidas	Platina A304 40x12 mm		□		0,25	
Soldado del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			1	
Perforado del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			0,5	
Verificación de las medidas	Platina A304 40x12 mm		□		0,25	
Pulido del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			1	
BISAGRA						
Trazado y medición del elemento	Platina A304 40x12 mm			□	1	Conforme a especificación
Corte del material	Platina A304 40x12 mm	○			3	
Fresado de los componentes	Platina A304 40x12 mm	○			2	
Punteado del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			0,5	
Verificación de las medidas	Platina A304 40x12 mm		□		0,25	
Soldado del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			1	
Perforado del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			1	
Verificación de las medidas	Platina A304 40x12 mm		□		0,25	
Pulido del elemento	Platina A304 40x12 mm	○			2	
Torneado de los pasadores	Eje A304 D= 1 pulg	○			1	
Verificación de las medidas	Eje A304 D= 1 pulg		□		0,25	
Soldado del elemento	Eje A304 D= 1 pulg	○			0,5	
PALETAS						
Trazado y medición del elemento	Platina A304 50x6 mm			□	0,25	Conforme a especificación
Corte del material	Platina A304 50x6 mm	○			0,25	
Perforado	Platina A304 50x6 mm	○			0,25	

Pulido del elemento	Platina A304 50x6 mm	○			0,25	
SOPORTE DE PALETAS						
Trazado y medición del elemento	Platina A304 50x6 mm			☐	0,5	Conforme a especificación
Corte del material	Platina A304 50x6 mm	○			1	
Perforado	Platina A304 50x6 mm	○			0,5	
Pulido del elemento	Platina A304 50x6 mm	○			1	
Torneado	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 2 pulg			☐	0,25	
perforado	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	
Limado del chavetero	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 2 pulg			☐	0,25	
Punteado de elementos	Eje A304 D= 2 pulg	○			0,25	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 2 pulg			☐	0,25	
Soldado de los elementos	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	
Pulido del elemento	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	
SISTEMA DE CORTE						
Trazado y medición del elemento	Platina A304 50x6 mm			☐	0,5	Conforme a especificación
Corte del material	Platina A304 50x6 mm	○			1	
Afilado de las cuchillas	Platina A304 50x6 mm	○			1,5	
Pulido del elemento	Platina A304 50x6 mm	○			0,5	
Torneado	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 2 pulg			☐	0,25	
Limado del chavetero	Eje A304 D= 2 pulg	○			1	

Verificación de medidas	Eje A304 D= 2 pulg	<input type="checkbox"/>		0,25	
Punteado de elementos	Eje A304 D= 2 pulg	<input type="checkbox"/>		0,5	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 2 pulg	<input type="checkbox"/>		0,25	
Soldado de los elementos	Eje A304 D= 2 pulg	<input type="checkbox"/>		0,5	
Pulido del elemento	Eje A304 D= 2 pulg	<input type="checkbox"/>		1	
EJE MOTRIZ					
Torneado	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg	<input type="checkbox"/>		1	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg	<input type="checkbox"/>		0,25	
Fresado de chaveteros	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg	<input type="checkbox"/>		2	
Verificación de medidas	Eje A304 D= 1 $\frac{1}{4}$ pulg	<input type="checkbox"/>		0,25	
PUERTAS LATERALES					
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>		0,5	
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>		0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>		0,25	
Doblado del elemento	Lámina A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>		0,5	
Trazado y medición del elemento	Platina A304 30x3 mm	<input type="checkbox"/>		0,5	
Corte del material	Platina A304 30x3 mm	<input type="checkbox"/>		1,5	
Doblado	Platina A304 30x3 mm	<input type="checkbox"/>		0,5	
Soldado de los elementos	Platina A304 30x3 mm	<input type="checkbox"/>		0,5	
Pulido de los elementos	Platina A304 30x3 mm	<input type="checkbox"/>		1,5	
ESTRUCTURA					
Trazado y medición del material	Ángulo A304 40X6 mm	<input type="checkbox"/>		1	Conforme a especificación
Corte del material	Ángulo A304 40X6 mm	<input type="checkbox"/>		2	

Verificación de las mediadas	Ángulo A304 40X6 mm	<input type="checkbox"/>			,25	
Punteo de las partes	Ángulo A304 40X6 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			1	
Verificación de las medidas	Ángulo A304 40X6 mm	<input type="checkbox"/>			0,25	
Soldado de la estructura	Ángulo A304 40X6 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			2	
Pulido de la soldadura	Ángulo A304 40X6 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			2	
TAMIZ						
Diseño en software del elemento	Lámina A304 e= 3 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			0,5	Conforme a especificación
Cortado en plasma CNC	Lámina A304 e= 3 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			0,25	
Verificación de medidas	Lámina A304 e= 3 mm	<input type="checkbox"/>			0,25	
Trazado y medición del material	Lámina perforada A304 e= 1 mm		<input checked="" type="checkbox"/>		0,5	
Corte del material	Lámina perforada A304 e= 1 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			0,5	
Verificación de las mediadas	Lámina perforada A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>			0,25	
Punteo de las partes	Lámina perforada A304 e= 1 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			0,5	
Verificación de las medidas	Lámina perforada A304 e= 1 mm	<input type="checkbox"/>			0,25	
Soldado de la estructura	Lámina perforada A304 e= 1 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			0,5	
Pulido de la soldadura	Lámina perforada A304 e= 1 mm	<input checked="" type="checkbox"/>			1	
TOTAL					273,75	

Tabla 3-95 Ficha de procesos de ensamble de la máquina

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO								
FICHA DE PROCESO DE ENSAMBLAJE								
 	CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 KG/H PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA.				CÓDIGO			
					FECHA			
ELABORADO	ALEX SAQUINGA BAUTISTA		NÚMERO DE PERSONAS		2 operarios			
REVISADO	ING. JORGE GUAMANQUISPE MG.		NÚMERO DE HORAS TOTAL		28,5			
DESCRIPCIÓN			●	■	●	Tiempo (h)	OBSERVACIÓN	
Montaje del cuerpo de la cámara con la estructura y sus cabezales			○			4		Conforme a especificación
Verificación de medidas				□		0,5		
Montaje de la cámara de despulpado con su plegado			○			2		
Verificación de medidas				□		0,5		
Montaje de las puertas laterales de la cámara de despulpado			○			2		
Verificación de medidas				□		0,5		
Montaje de la cámara de despulpado con la cámara de corte			○			1		
Ensamble de las cámaras con la estructura			○			1		
Verificación de medidas				□		0,5		
Montaje del sistema de corte, paletas con el eje motriz			○			1,5		
Verificación de medidas				□		0,5		
Ensamblaje de la puerta de la cámara de despulpado			○			3		
Ensamblaje bisagras			○			1		
Montaje de la puerta con la cámara de despulpado, bisagras y soportes			○			1,5		

Montaje de las chumacera y rodamiento con el eje motriz	<input checked="" type="radio"/>			1	Conforme a especificación
Verificación de medidas		<input checked="" type="checkbox"/>		0,5	
Montaje de sistema de poleas, bandas con el motor	<input checked="" type="radio"/>			1	
Ensamblaje de la tolva	<input checked="" type="radio"/>			1	
Ensamblaje del tamiz con la despulpadora	<input checked="" type="radio"/>			0,5	
Instalación eléctrica de la despulpadora	<input checked="" type="radio"/>			1	
Automatización de la despulpadora	<input checked="" type="radio"/>			3	
Verificación de la máquina despulpadora de fruta		<input checked="" type="checkbox"/>		1	
TOTAL				28,5	

3.4.2 Presupuesto

El análisis del presupuesto económico tiene por objetivo determinar los costos directos e indirectos del presente proyecto.

3.4.2.1 Costos directos

3.4.2.1.1 Costo de materiales

Tabla 3-96 Costos de materia prima.

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =1 mm 1,22 m x2, 44 m	1	95,39	95,39
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =2 mm 1,22 m x 1 m	1	150,00	150,00
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =12 mm de 1,5 m x0,1 m	1	90,00	90,00
Plancha de acero inoxidable A304 espesor =3 mm 1,22 m x 1 m	1	200,00	200,00
Plancha de acero inoxidable A304 perforado diámetro de perforación = 1,5 mm; espesor =1mm	1	230,00	230,00
Tubo cuadrado acero inoxidable A304 40x1,5 mm	1	22,50	22,50
Platina acero inoxidable A304 30x3 mm	1	65,32	65,32
Ángulo de acero inoxidable A304 40x6 mm	2	99,18	198,36
Platina de acero inoxidable A304 50x6 mm	1	81,30	81,30
Eje de acero inoxidable A304 diámetro 1 1/4 pulgada	1	60,40	60,40
Eje de acero inoxidable A304 diámetro 2 pulgada	1	6,60	6,60
Eje de acero inoxidable A304 diámetro 1 pulgada	1	12,60	12,60
Eje de acero inoxidable A304 diámetro 3/4pulgada	1	10,80	10,80
Eje de acero inoxidable A304 diámetro 1/4pulgada	1	3,60	3,60
Eje de acero inoxidable A304 diámetro 3/8pulgada	1	7,80	7,80
		TOTAL	1234,67

3.4.2.1.2 Costo de materiales normalizado

Tabla 3-97 Costos de materiales normalizados.

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Chumaceras	2	27,80	55,60
Rodamientos	1	80,60	80,60
Pernos	1	20,00	20,00
Tuercas	1	10,00	10,00
Arandelas	1	5,00	5,00
Arandelas de presión	1	5,00	5,00
Motor	1	412,00	412,00
Bandas	2	8,00	16,00
Poleas	2	14,00	28,00
Bisagras	4	3,90	15,60
Tornillos	1	3,00	3,00
Manillas	2	3,20	6,40
Contactador	1	23,00	23,00
Pulsadores	2	2,60	5,20
Tomacorriente	1	6,80	6,80
Cables	1	28,00	28,00
Caja eléctrica	1	12,00	12,00
Relé térmico	1	28,00	28,00
Disyuntor	1	13,00	13,00
Luz piloto	1	2,00	2,00
Final de carrera	1	7,00	7,00
		TOTAL	782,20

3.4.2.1.3 Total de costos directos

Tabla 3-98 Total de costos directos.

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Mano de obra	1	500,00	500,00
Soldadura	1	200,00	200,00
Mecanizado de elementos	1	250,00	250,00
Materiales	1	1234,67	1234,67
Materiales normalizados	1	782,20	782,20
Insumos	1	200,00	200,00
		TOTAL	3166,87

3.4.2.2 Costos indirectos

Tabla 3-99 Total de costos indirectos.

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Costo de diseño e ingeniería	1	200,00	200,00
Transporte	1	50,00	50,00
Impresiones	1	50,00	50,00
Internet	1	50,00	50,00
Suministros	1	20,00	20,00
Imprevistos	1	50,00	50,00
		TOTAL	420,00

El costo total de la máquina es la suma del costo directo e indirecto:

$$\text{Costo total} = 3166,87 + 420,00$$

$$\text{Costo total} = 3586,87$$

Por lo tanto, el costo total del proyecto es de 3586,87 dólares americanos.

3.5 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas de funcionamiento de la máquina despulpadora se realiza a vacío y a plena carga. En las siguientes pruebas se verifica:

- La potencia de la máquina a vacío.

- Potencia de la máquina con diferentes tipos de fruta a plena carga.
- Factibilidad de despulpado.
- La capacidad de máquina.
- Verificación de sus diferentes sistemas y componentes.

3.5.1 Prueba de funcionamiento a vacío

3.5.1.1 Potencia de la máquina a vacío

Se mide el motor en pleno funcionamiento obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3-100 Datos medidos del motor a vacío.

Arranque a vacío	
Voltaje	184 V
Intensidad	5,45 A
cos θ	0,90

Con la Ec. 3-103 se calcula la potencia a vacío:

$$P_{\text{vacío}} = VI \cos \theta \quad \text{Ec. 3-103}$$

Donde:

$P_{\text{vacío}}$ = Potencia a vacío

V = Voltaje

I = Intensidad

$\cos \theta$ = Factor de potencia

Resolviendo:

$$P_{\text{vacío}} = 184(5,45)(0,90)$$

$$P_{\text{vacío}} = 902 \text{ W} = 1,21 \text{ HP}$$

3.5.1.2 Verificación de sistemas y componentes

En la siguiente tabla se muestra la verificación de los sistemas y componentes de la máquina funcionando a vacío.

Tabla 3-101 Verificación de sistemas y componentes a vacío.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO					
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO					
 		MÁQUINA DESPULPADO DE FRUTA			
Verificador	ALEX SAQUINGA BAUTISTA			Fecha	7/05/2019
Revisado	ING. JORGE GUAMANQUISPE MG.			Prueba	Vacío
Sistemas y componentes	Ruido	Calentamiento	Aceptación		Observación
			SI	NO	
Tolva			x		
Sistema de corte	x		x		
Sistema de paletas	x		x		
Eje motriz			x		
Puerta principal			x		
Puertas laterales	x		x		
Cámara de despulpado			x		
Tamiz			x		
Estructura			x		
Motor		x	x		
Poleas			x		
Correas			x		
Chumaceras			x		
Rodamiento			x		
Protector de bandas			x		
Protector de motor	x		x		
Pie de máquina			x		

3.5.2 Prueba de funcionamiento a plena carga

3.5.2.1 Potencia a plena carga

Con ayuda de la Ec. 3-103 se calcula la potencia de la máquina a plena carga para las frutas de mayor demanda en la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

Tabla 3-102 Potencia a plena carga.

POTENCIA A PLENA CARGA				
Tipo de fruta	Intensidad (A)	Voltaje (V)	Potencia (Kw)	Potencia (HP)
Fresa	12,7	184	2,10	2,82
Mora	6,78	184	1,12	1,51
Guayaba	7,11	184	1,18	1,58
Maracuyá	10,11	184	1,67	2,25

3.5.2.2 Eficiencia de despulpado

La máquina despulpadora se encarga de separar las semillas, cortezas y demás desechos de la pulpa por lo cual se verifica la eficiencia de la máquina al separar las misma. En la siguiente tabla se muestra los resultados obtenidos:

Tabla 3-103 Eficiencia de despulpado obtenido.

EFICIENCIA DE DEPULPADO OBTENIDO				
Tipo de fruta	Carga (kg)	Desechos (kg)	Pulpa obtenida (kg)	Eficiencia de despulpado obtenido
Fresa	50	8,9	41,1	82,2 %
Mora	50	5,8	44,2	88,4 %
Guayaba	50	6,7	43,3	86,6 %
Maracuyá	50	33,75	16,25	32,5 %

3.5.2.3 Capacidad de la máquina

En las pruebas de funcionamiento se procedió a medir el tiempo que demora la máquina en despulpar la fruta de mayor demanda por cada 50 kg de fruta. Los resultados obtenidos de la capacidad de despulpado de la máquina se encuentran en la siguiente tabla.


Tabla 3-104 Capacidad de despulpado.

CAPACIDAD DE DESPULPADO OBTENIDO			
Tipo de fruta	Carga (kg)	Tiempo (s)	Capacidad (kg/h)
Fresa	50	345	521,74
Mora	50	282	638,29
Guayaba	50	358	502,79
Maracuyá	50	328	548,78

3.5.2.4 Verificación de sistemas y componentes

En la siguiente tabla se muestra la verificación de los sistemas y componentes a plena carga.

Tabla 3-105 Verificación de sistemas y componentes a plena carga.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO					
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO					
 		MÁQUINA DESPULPADO DE FRUTA			
Verificador	ALEX SAQUINGA BAUTISTA			Fecha	7/05/2019
Revisado	ING. JORGE GUAMANQUISPE MG.			Prueba	CON CARGA
Sistemas y componentes	Ruido	Calentamiento	Aceptación		Observación
			SI	NO	
Tolva	x		x		
Sistema de corte	x		x		
Sistema de paletas	x		x		
Eje motriz			x		
Puerta principal			x		
Puertas laterales	x		x		
Cámara de despulpado	x		x		
Tamiz	x		x		
Estructura			x		
Motor		x	x		
Poleas			x		
Correas			x		
Chumaceras			x		
Rodamiento			x		
Protector de bandas			x		
Protector de motor	x		x		
Pie de máquina			x		

3.6 MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO

3.6.1 Manual de funcionamiento

En el presente manual de funcionamiento se detallará la manera correcta de instalación y operación de la máquina despulpadora la cual ayudará al operador.

3.6.1.1 Características de la máquina

Tabla 3-106 Características de la máquina despulpadora.

ESPECIFICACIONES	
Altura de carga	1440 mm
Altura	1440 mm
Ancho	660 mm
Largo	1535 mm
Peso	190 kg
Material	Acero Inoxidable 1,4301 / AISI 304
Conexión eléctrica	220 V
Potencia del motor	3 HP/ 2,2 kW
Velocidad	600 RPM
Capacidad	500 kg/h

3.6.1.2 Componentes principales de la máquina

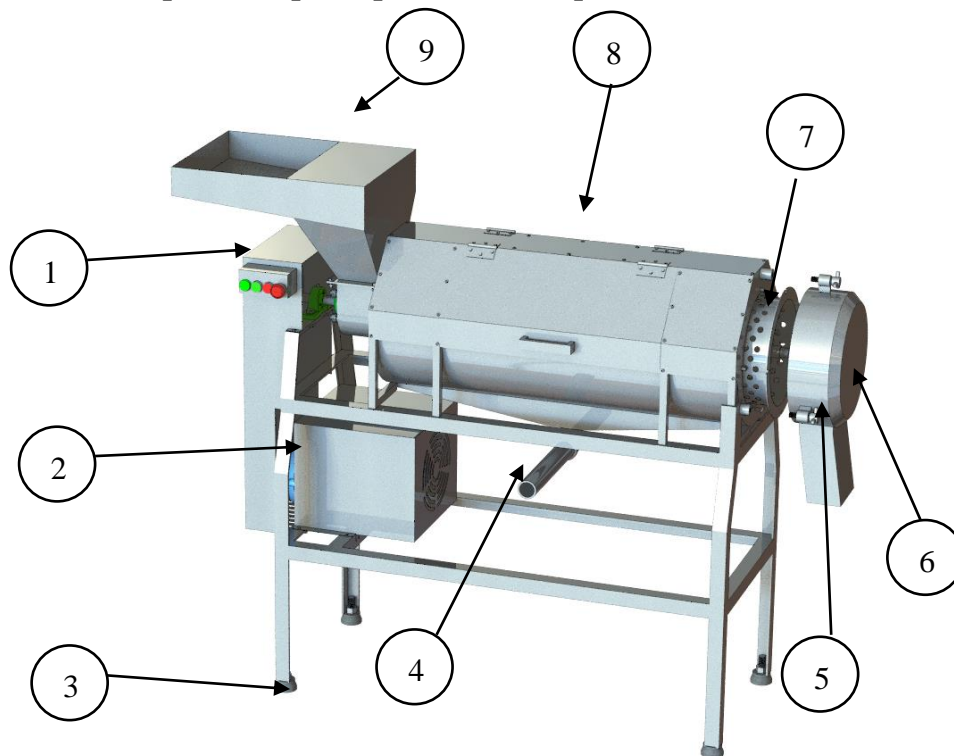


Figura 3-88 Componentes principales de la máquina.

Tabla 3-107 Componentes principales de la máquina.

COMPONENTES PRINCIPALES	
1	Tablero de control
2	Motor 3 HP
3	Pies de máquina regulador
4	Tubo de salida de pulpa de fruta
5	Tolva de salida de desechos
6	Puerta principal
7	Tamiz
8	Cámara de despulpado
9	Tolva de ingreso de fruta

3.6.1.3 Instalación de la máquina

Para la instalar la máquina despulpadora se debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Colocar máquina despulpadora de fruta en una superficie lisa y plana.
- Con ayuda de un medidor de nivel nivelar la máquina mediante los pies reguladores.
- Conectar a un suministro eléctrico de 220 V.

3.6.1.4 Operación de la máquina

La máquina despulpadora de fruta debe ser manipulada por un operario calificado. El operario debe contar con su equipo de protección personal.

Para la operación de la máquina se debe seguir los siguientes pasos:

- Colocar el tamiz en el interior de la cámara de despulpado.
- Cerrar la puerta principal de la cámara de despulpado y atornillar con los pernos sujetadores de la cámara.
- Si la puerta no está correctamente cerrada no podrá arrancar la máquina ya que cuenta con un sensor.
- En el tablero de control presionar el botón de encendido, una luz piloto se encenderá y comunicará que la máquina se encuentra en funcionamiento.

- Colocar la fruta ha despulpar por la tolva de ingreso de fruta.
- La pulpa de fruta saldrá por el tubo de salida.
- Los residuos, cáscaras y semillas saldrán por la tolva de desechos.
- Para apagar la máquina pulsar el botón de apagado y esperar hasta que se pare por completo la máquina para poder abrir la puerta principal de la cámara de despulpado.

3.6.2 Manual de mantenimiento

La máquina despulpadora de fruta necesita un mantenimiento adecuado para su correcto funcionamiento. El tipo de mantenimiento que se aplica es un mantenimiento preventivo en sus componentes que sufren mayor desgaste con el cual ayudará evitar fallas en la maquinaria.

3.6.2.1 Requerimientos de mantenimiento de la máquina

3.6.2.1.1 Requerimientos de limpieza

Tabla 3-108 Cronograma de limpieza.

CRONOGRAMA DE LIMPIEZA DE MÁQUINA				
Actividad	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral
Limpieza del tamiz	x			
Limpieza de cámara de despulpado	x			
Limpieza de tolvas	x			
Limpieza completa de la máquina			x	
Limpieza de motor				x
Limpieza de correas			x	

3.6.2.1.2 Requerimientos mecánicos

Tabla 3-109 Cronograma de mantenimiento mecánico.

CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO MECÁNICO					
Actividad	Mensual	Trimestral	Semestral	Anual	2 años
Inspección de correas	x				
Inspección de rodamientos	x				
Inspección de paletas		x			
Inspección de cuchillas		x			

Inspección de motor	x				
Inspección de poleas		x			
Inspección de pernos	x				
Afilado de cuchillas			x		
Cambio de rodamientos					x
Cambio de correas				x	

3.6.2.1.3 Requerimientos de lubricación

Tabla 3-110 Cronograma de lubricación.

CRONOGRAMA DE LUBRICACIÓN DE MÁQUINA				
Actividad	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral
Lubricación de chumaceras			x	

La lubricación de las chumaceras se lo debe hacer con grasa multiuso litio número dos.

3.6.2.1.4 Requerimientos eléctricos

CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO ELÉCTRICO				
Actividad	Semanal	Mensual	Trimestral	Anual
Inspección de tomacorriente	x			
Revisión de enchufe	x			
Revisión de cables		x		
Revisión de conexiones del motor			x	
Revisión de tablero de control			x	
Medición de voltaje y amperaje del sistema eléctrico			x	
Revisión de sensor		x		
Reemplazo de sensor				x

3.6.2.2 Riesgos ergonómicos

El levantamiento de la materia prima hacia la tolva de alimentación presenta un riesgo ergonómico por lo cual se recomienda:

- Levantamiento correcto de las cajas de fruta con movimientos lentos y suaves.
- No levantar cargas mayores a 20 kg por persona.

- Llevar la carga al frente y cerca del cuerpo.
- Usar los equipos de protección personal adecuados para la operación de la máquina.

3.6.2.3 Riesgo de atrapamiento y corte

La máquina despulpadora de fruta puede ocasionar atrapamientos por lo cual cuenta con puertas laterales en la cámara de despulpado así también con protectores del sistema de poleas y motor. Por lo cual se recomienda:

- Cerrar las puertas laterales de la cámara de despulpado durante su funcionamiento.
- No encender la máquina sin las protecciones del sistema de poleas y motor no están en su puesto.
- No encender la máquina si la tolva de alimentación no se encuentra bien sujeta a la cámara de corte.
- No encender la máquina si la puerta principal no se encuentra cerrada.

3.6.2.4 Riesgo eléctrico

Para evitar descargas eléctricas al momento de manipular la máquina se recomienda lo siguiente:

- Realizar el mantenimiento eléctrico por un técnico calificado y con conocimientos en sistemas eléctricos.
- Verificar las conexiones eléctricas como recomienda el cronograma.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- Se diseñó y se construyó una máquina despulpadora de fruta obteniendo en las pruebas de funcionamiento una producción máxima de 638,29 kg/h en el caso de la mora y una producción mínima de 502,79 kg/h en el caso de la guayaba.
- La tolva es diseñada para soportar el peso de las cajas y la presión de la fruta de mayor densidad que es el caso del mango para esta empresa, obteniendo un factor de seguridad de 2,27 para un espesor de la plancha AISI 304 de 2 mm.
- El sistema de corte de la máquina despulpadora es diseñado para cortar maracuyá, este sistema vence el parámetro de la fuerza de corte sobre su cascara, obteniendo en su diseño un factor de seguridad $n=1,41$.
- El diámetro de las perforaciones del tamiz es diseñado para el espesor de la semilla de cada fruta que se dedica a despulpar la compañía.
- La máquina cuenta con un sistema de bisagras que ayuda a facilitar el intercambio de tamices y la limpieza, optimizando tiempo comparado con otras máquinas despulpadoras.
- La fresa es la fruta que mayor potencia necesita para ser despulpada relacionada con las demás frutas que despulpa la empresa, necesitando una potencia máxima de 2,82 HP obtenida en las pruebas de funcionamiento.

- El proceso de despulpado de mora es el que presenta la mayor eficiencia en función de la fruta que ingresa a la máquina, a pulpa obtenida y desechos, obteniendo con un 88,4 % de eficiencia.

4.2 RECOMENDACIONES

- Ocupar el tamiz adecuado según el tipo de fruta que se vaya a despulpar.
- Revisar minuciosamente la fruta que ingresara a la despulpadora para evitar el ingreso de objetos metálicos que estos puedan dañar el sistema de corte, tamiz o paletas.
- La cuchilla de corte debe ser afilada mediante una máquina pulidora.
- Verificar el sensor de la puerta principal según el manual de mantenimiento para evitar problemas en la máquina y accidentes si se la abre en pleno funcionamiento de la máquina.
- No ingresar en el interior de la máquina despulpadora objetos metálico.
- Realizar el mantenimiento adecuado a la máquina para prolongar la vida útil de la misma.
- Desconectar el suministro eléctrico para realizar la limpieza de la máquina

BIBLIOGRAFÍA

- [1] «SELVA NEGRA ECOLODGE,» [En línea]. Available: <http://www.selvanegra.com/de/Resort-OttoKuhl.html>. [Último acceso: 2 Agosto 2018].
- [2] F. a. A. O. o. t. U. Nations, «Food and Agriculture Organization of the United Nations,» [En línea]. Available: <http://www.fao.org/fileadmin/templates/inpho/documents/EQUIPOS.pdf>. [Último acceso: 12 Octubre 2018].
- [3] A. España, «Alimentación España,» [En línea]. Available: http://www.alimentacion.es/es/conoce_lo_que_comes/bloc/zumos-y-nectares/historia/. [Último acceso: 14 Octubre 2018].
- [4] L. Gómez, «Líderes,» [En línea]. Available: <https://www.revistalideres.ec/lideres/frozen-tropic-10-anos-posiciono.html>. [Último acceso: 2 Agosto 2018].
- [5] M. S. S. M. I. Khawaja Altaf Husain, «Pakistan Journal of Agricultural Sciences " DEVELOPMENT OF A MACHINE FOR COLD PULPING OF TOMATO",» 2010. [En línea]. Available: <https://www.pakjas.com.pk/papers/65.pdf>. [Último acceso: 5 Agosto 2018].
- [6] R. V. Luis Eduardo León, «Repositorio Educativo Digital Universidad Autónoma de Occidente "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PROCESADORA DE PULPA DE FRUTA PARA OBTENCIÓN DE JUGO A GRAN ESCALA",» 1991. [En línea]. Available: <http://red.uao.edu.co/bitstream/10614/2661/1/T0001405.pdf>. [Último acceso: 6 Agosto 2018].
- [7] S. O. E. O. O. A. D. A. Chidiebere Sobechukwu Metu, «International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET) "EFFECTS OF DE-PULPING SPEED AND FERMENTATION PERIOD OF BREADFRUIT ON THE DE-PULPING EFFICIENCY OF A CONTINUOUS PROCESS BREADFRUIT DE-PULPING MACHINE",»

- Mayo 2018. [En línea]. Available: <https://www.irjet.net/archives/V5/i5/IRJET-V5I5643.pdf>. [Último acceso: 6 Agosto 2018].
- [8] J. P. Porto, «Definición.DE,» 2013. [En línea]. Available: <https://definicion.de/pulpa/>. [Último acceso: 7 Agosto 2018].
- [9] M. d. S. d. Colombia, «Confía Control RESOLUCION NUMERO 7992 DE 1991,» 1991. [En línea]. Available: <http://www.confia.com.co/normatividad/Resolucion%207992%20de%201991%20Jugos%20concentrados%20Nectares%20pulpas%20refrescos.pdf>. [Último acceso: 7 Agosto 2018].
- [10] V. D. Pérez, «Despulpado,» de *Frutas Tropicales: Elaboración de Pulpas, Jugos y Deshidratados*, Buenos Aires, INTI, 2015, pp. 11,12.
- [11] F. Figueroa, «Food and Agriculture Organization of the United Nations "Procesamiento de frutas y hortalizas mediante metodos artesanales y de pequeña escala",» 1993. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/docrep/x5062S/x5062S00.htm#Contents>. [Último acceso: 12 Agosto 2018].
- [12] IMARCA, «IMARCA,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.imarca.com.ve/Despulpadoras-de-frutas.php>. [Último acceso: 12 Agosto 2018].
- [13] CoopSol, «CoopSol,» [En línea]. Available: <https://escoopsol.wordpress.com/seccion-1-en-la-finca/1-2-el-beneficio-humedo/1-2-2-tecnicas-y-sistemas-de-despulpado/>. [Último acceso: 12 Agosto 2018].
- [14] A. Xavier, «Universidad Politécnica Salesiana "Diseño y Construcción de una Máquina Despulpadora de Ovos",» Marzo 2016. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12215/1/UPS-KT01237.pdf>. [Último acceso: 12 Agosto 2018].
- [15] L. Tirira, «ESPOCH “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS”,» 2014. [En línea]. Available:

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3715/1/15T00586.pdf>.
[Último acceso: 12 Agosto 2018].

- [16] DIPAC, «DIPAC,» [En línea]. Available: <http://blog.dipacmanta.com/el-acero-inoxidable-en-la-industria-alimenticia/>. [Último acceso: 14 Agosto 2018].
- [17] S. Kalpakjian, Manufactura, ingeniería y tecnología, Quinta ed., México: PEARSON EDUCACIÓN, 2008, pp. 161,162.
- [18] Ingemecánica, «Ingemecánica,» 2018. [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn48.html>. [Último acceso: 16 Agosto 2018].
- [19] R. G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México D.F: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2008.
- [20] R. Mott, Resistencia de Materiales, México: PEARSON EDUCACIÓN, 2029.
- [21] S. d. m. a. trifasicos, « Repositorio Institucional de la PUCP,» [En línea]. Available:
http://repositorio.pucp.edu.pe/index/bitstream/handle/123456789/28690/maquinas_electricas_cap09.pdf?sequence=22&isAllowed=y. [Último acceso: 10 Noviembre 2018].
- [22] C. Riba, Diseño concurrente, Barcelona: Edicions UPC, 2002.
- [23] «Química en un click,» [En línea]. Available: http://quimicaclick.fcfn.edu.bo/pluginfile.php/337/mod_resource/content/0/DENSIDAD%20DE%20LAS%20FRUTAS.pdf. [Último acceso: 25 Octubre 2019].
- [24] P. A. S. Miguel, Electrotecnia, Madrid: Thomson, 2004.
- [25] J. Melo, Ergonomía Práctica, Buenos Aires: MAPFRE, 2009.
- [26] E. Defaz, «UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DESPULPADORA DE FRUTAS",» 2011. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/4824>. [Último acceso: 30 Noviembre 2018].

- [27] Martinsprocket, «Martinsprocket,» [En línea]. Available: http://es.martinsprocket.com/docs//catalogs/power%20transmission/6_poleas/seccion%20d%20low.pdf. [Último acceso: 29 Noviembre 2018].
- [28] OLEOSTATIC, «OCW,» [En línea]. Available: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_catalogo_correas. [Último acceso: 29 Noviembre 2018].
- [29] Dayco, «Gralatto,» [En línea]. Available: http://www.gralatto.com/assets/CATALOGO_DAYCO_CORREAS_INDUSTRIALES.pdf. [Último acceso: 29 Noviembre 2018].
- [30] N. Catálogo, «Elementos Industriales,» 2004. [En línea]. Available: <http://www.elementosindustriales.com/web/pdf/CATALOGOGENERAL.pdf>. [Último acceso: 1 Diciembre 2018].
- [31] G. SKF, «SKF Rodamientos,» 2015. [En línea]. Available: https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-ES--Rolling-bearings.pdf.. [Último acceso: 2 Diciembre 2018].
- [32] Acerimallas, «Acerimallas,» [En línea]. Available: <https://acerimallas.com.ec/pdf/Catalogo-Acerimallas.pdf>. [Último acceso: 18 Diciembre 2018].
- [33] A. S.C., «Inoxidable,» [En línea]. Available: http://www.inoxidable.com/soldadura_parte_III.pdf. [Último acceso: 16 Agosto 2018].
- [34] O. I. D. M. LÉGALE, «OIML,» 2011. [En línea]. Available: <https://www.oiml.org/en/publications/other-language-translations/spanish/g014-es11.pdf>.
- [35] G. Enríquez, Fundamentos de control de motores eléctricos en la industria, Mexico DF: LIMUSA, 1999.
- [36] M. d. Trabajo, «Ministerio del Trabajo,» [En línea]. Available: <http://www.trabajo.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2012/12/Reglamento-de-Seguridad-y-Salud-de->

los-Trabajadores-y-Mejoramiento-del-Medio-Ambiente-de-Trabajo-
Decreto-Ejecutivo-2393.pdf. [Último acceso: 15 Diciembre 2018].

ANEXOS

Anexo A1

Propiedades mecánicas del acero AISI 304.

<i>Material/Condition</i>	<i>Yield Strength (MPa [ksi])</i>	<i>Tensile Strength (MPa [ksi])</i>	<i>Percent Elongation</i>
METALS AND METAL ALLOYS			
Plain Carbon and Low-Alloy Steels			
Steel alloy A36			
• Hot rolled	220–250 (32–36)	400–500 (58–72.5)	23
Steel alloy 1020			
• Hot rolled	210 (30) (min)	380 (55) (min)	25 (min)
• Cold drawn	350 (51) (min)	420 (61) (min)	15 (min)
• Annealed (@ 870°C)	295 (42.8)	395 (57.3)	36.5
• Normalized (@ 925°C)	345 (50.3)	440 (64)	38.5
Steel alloy 1040			
• Hot rolled	290 (42) (min)	520 (76) (min)	18 (min)
• Cold drawn	490 (71) (min)	590 (85) (min)	12 (min)
• Annealed (@ 785°C)	355 (51.3)	520 (75.3)	30.2
• Normalized (@ 900°C)	375 (54.3)	590 (85)	28.0
Steel alloy 4140			
• Annealed (@ 815°C)	417 (60.5)	655 (95)	25.7
• Normalized (@ 870°C)	655 (95)	1020 (148)	17.7
• Oil-quenched and tempered (@ 315°C)	1570 (228)	1720 (250)	11.5
Steel alloy 4340			
• Annealed (@ 810°C)	472 (68.5)	745 (108)	22
• Normalized (@ 870°C)	862 (125)	1280 (185.5)	12.2
• Oil-quenched and tempered (@ 315°C)	1620 (235)	1760 (255)	12
Stainless Steels			
Stainless alloy 304			
• Hot finished and annealed	205 (30) (min)	515 (75) (min)	40 (min)
• Cold worked ($\frac{1}{4}$ hard)	515 (75) (min)	860 (125) (min)	10 (min)
Stainless alloy 316			
• Hot finished and annealed	205 (30) (min)	515 (75) (min)	40 (min)
• Cold drawn and annealed	310 (45) (min)	620 (90) (min)	30 (min)
Stainless alloy 405			
• Annealed	170 (25)	415 (60)	20

Anexo B1

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

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

Anexo B2

Factor de temperatura *k_c*.

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

Anexo B3

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Temperatura, °C	<i>S_T/S_{RT}</i>	Temperatura, °F	<i>S_T/S_{RT}</i>
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

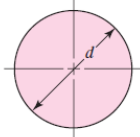
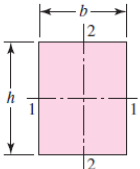
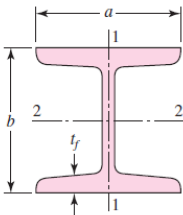
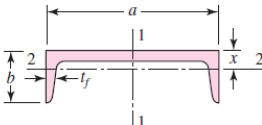
Anexo B4

Factor de confiabilidad k_e , correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

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

Anexo B5

Área de perfiles estructurales no rotativos.

	$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$ $d_e = 0.370d$
	$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$ $d_e = 0.808\sqrt{hb}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \text{ eje 2-2} \end{cases}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$

Anexo B6

Parámetros del factor de carga de Marín.

Modo de carga	kpsi	α	$k_c = \alpha S_{ut}^\beta \text{LN}(1, C)$			k_c promedio
			MPa	β	C	
Flexión	1	1		0	0	1
Axial	1.23	1.43		-0.0778	0.125	0.85
Torsión	0.328	0.258		0.125	0.125	0.59

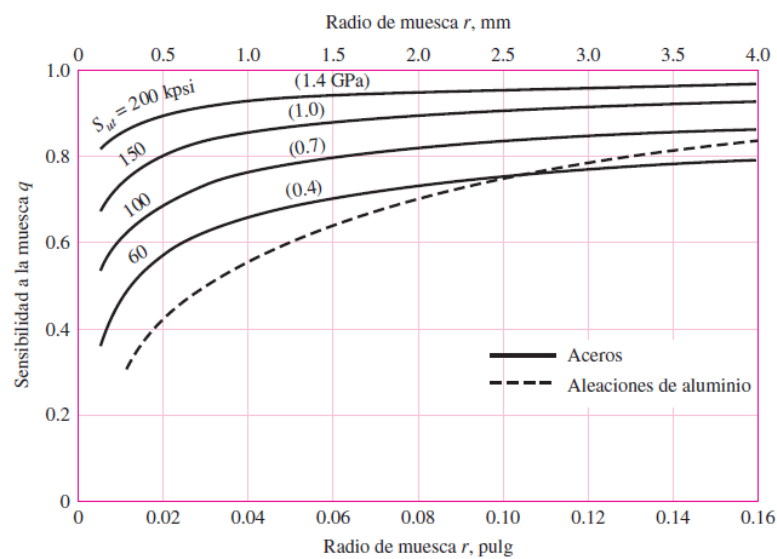
Anexo B7

Factor de seguridad F.S para el diseño de ejes según la norma ANSI-ASME.

Condiciones de carga	Factor de seguridad F.S
Cargas estables	2.0
Cargas con impacto moderado	3.0
Cargas con impacto fuerte	4.0

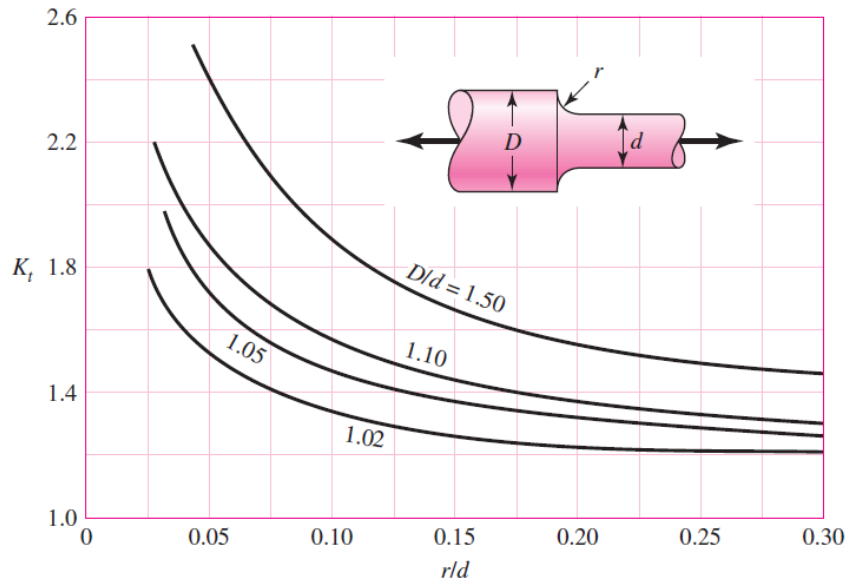
Anexo B8

Sensibilidad a la muesca en caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A922024-T.



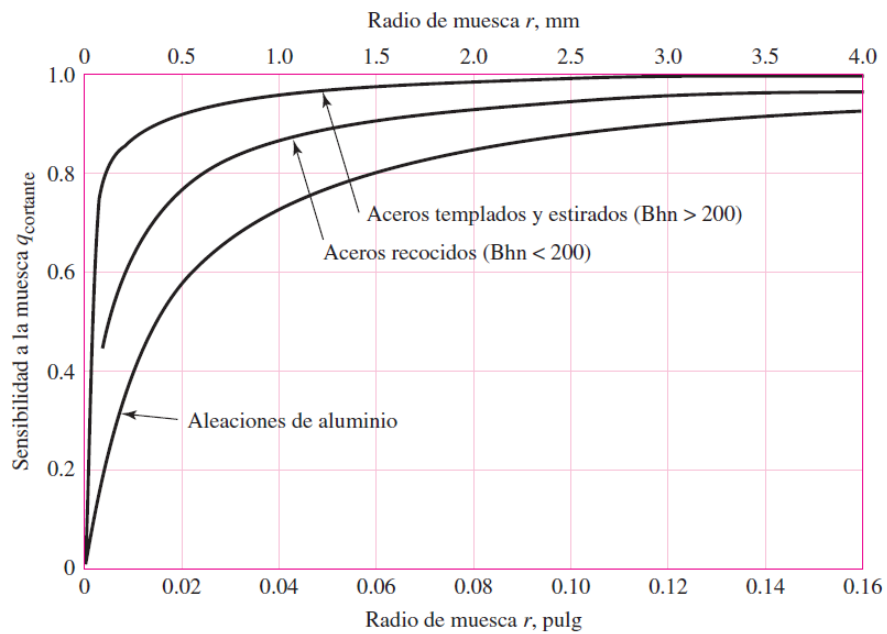
Anexo B9

Eje redondeo con filete en el hombro tensión.



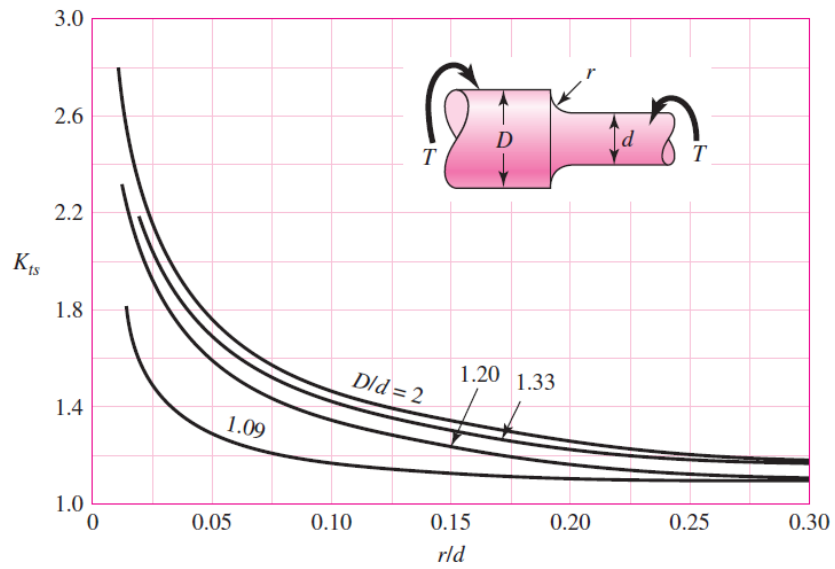
Anexo B10

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.



Anexo B11

Eje redondo con filete en hombro en torsión.



Anexo C1

Factor de servicio de un motor.

Hp	Service Factor					
	Synchronous Speed, Rpm					
	3600	1800	1200	900	720	600
1/20	1.4	1.4	1.4	1.4
1/12	1.4	1.4	1.4	1.4
1/8	1.4	1.4	1.4	1.4
1/6	1.35	1.35	1.35	1.35
1/4	1.35	1.35	1.35	1.35
1/3	1.35	1.35	1.35	1.35
1/2	1.25	1.25	1.25	1.15*
3/4	1.25	1.25	1.15*	1.15*
1	1.25	1.15*	1.15*	1.15*
1-1/2-125	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
150	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
200	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	...
250	1.0	1.15*	1.15*	1.15*

Anexo C2

Catálogo motor WEG W22.

Certificaciones



Los motores WEG W22, son construídos de acuerdo a las especificaciones NEMA MG-1 para uso en ambientes húmedos o ambientes severos sin afectar su vida útil.

Disponibles



143T a 184T



213T a 326T



364/5T a 444/5T



445/7T a 588/9T

Anexo C3

Características de motor WEG W22.

W22 Monofásico - Con condensador de arranque o arranque y permanente - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (kgfm)	Corriente con rotor trabado Iv/In	Par con rotor trabado Tt/In	Par Máximo Tb/Tn	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)	
kW	HP											Rendimiento			Factor de potencia			220V	440V
												50	75	100	50	75	100		
II polos																			
0,12	0,16	63	0,034	5,9	2,0	2,9	0,0002	6	10,0	50	3490	35,8	44,4	49,9	0,52	0,60	0,68	1,61	0,804
0,18	0,25	63	0,050	6,1	2,2	2,8	0,0003	6	10,7	50	3490	42,3	50,8	55,8	0,51	0,61	0,69	2,12	1,06
0,25	0,33	63	0,070	5,5	2,9	3,2	0,0002	6	10,7	50	3490	42,5	51,6	57,2	0,44	0,54	0,62	3,20	1,60
0,37	0,5	71	0,102	7,2	2	3,1	0,0005	7	13,0	60	3520	51,7	59,9	64,2	0,53	0,64	0,72	3,64	1,82
0,55	0,75	80	0,152	7,7	2,1	3	0,0008	10	16,5	65	3525	58,8	67,9	72,8	0,77	0,85	0,91	3,78	1,89
0,75	1	80	0,208	7,0	2,3	2,7	0,0009	9	17,5	65	3520	58,0	66,0	71,0	0,75	0,83	0,88	5,46	2,73
1,1	1,5	90S	0,303	9,1	2,1	2,9	0,0020	9	24,0	69	3535	70,8	77,2	79,8	0,79	0,87	0,91	6,88	3,44
1,5	2	90L	0,415	8,4	2,1	2,7	0,0022	8	25,0	69	3520	68,4	74,9	77,7	0,83	0,89	0,92	9,54	4,77
2,2	3	100L	0,608	8,7	2,3	3	0,0064	9	37,0	72	3525	72,7	79,2	81,8	0,97	0,98	0,98	12,5	6,24
3	4	112M	0,830	8,0	2,6	2,5	0,0081	6	45,0	72	3520	77,4	81,6	82,1	0,96	0,97	0,98	16,9	8,47
3,7	5	112M	1,02	8,0	2,6	2,5	0,0091	6	47,0	72	3525	81,0	82,3	83,4	0,93	0,96	0,97	20,8	10,4
5,5	7,5	132S	1,52	8,5	2,8	2,9	0,0234	5	69,0	72	3515	74,7	80,2	82,4	0,92	0,95	0,96	31,6	15,8
7,5	10	132M	2,07	8,0	2,2	3,1	0,0223	8	70,0	72	3525	80,9	82,9	83,9	0,83	0,90	0,94	43,2	21,6
9,2	12,5	132M	2,55	8,8	1,9	3	0,0285	7	79,0	72	3515	86,0	88,2	88,3	0,94	0,96	0,97	48,8	24,4
11	15	132ML	3,04	8,5	2,2	3,5	0,0339	6	92,0	72	3530	84,7	87,7	88,5	0,89	0,94	0,95	59,4	29,7
Carcasas Opcionales																			
2,2	3	90L	0,612	7,5	2,0	2,1	0,0028	7	27,5	69	3500	72,0	77,0	78,5	0,96	0,97	0,98	13,0	6,50
IV Polos																			
0,12	0,16	63	0,068	5,0	2,3	2,0	0,0007	7	9,8	47	1730	32,5	40,0	44,2	0,52	0,61	0,69	1,79	0,894
0,18	0,25	71	0,101	5,0	2,8	2,1	0,0008	15	12,7	55	1730	49,6	57,0	60,4	0,43	0,53	0,61	2,22	1,11
0,25	0,33	71	0,141	5,0	2,6	2,2	0,0009	18	13,2	55	1725	45,1	52,4	56,2	0,46	0,55	0,64	3,16	1,58
0,37	0,5	80	0,207	6,8	2,1	2,5	0,0030	10	17,8	55	1740	51,7	61,0	66,1	0,79	0,86	0,90	2,82	1,41
0,55	0,75	80	0,308	5,8	2,1	2,3	0,0034	9	18,5	55	1740	54,5	63,0	67,8	0,65	0,76	0,85	4,34	2,17
0,75	1	90S	0,414	8,5	2,3	2,4	0,0055	7	24,0	58	1765	55,8	65,1	70,3	0,85	0,89	0,91	5,32	2,66
1,1	1,5	90L	0,609	8,0	2,3	2,5	0,0069	6	28,0	58	1760	65,0	73,0	76,5	0,86	0,92	0,95	6,88	3,44
1,5	2	100L	0,837	7,2	2,5	2,2	0,0093	10	37,0	58	1745	66,0	73,0	77,0	0,87	0,92	0,95	9,32	4,66
2,2	3	112M	1,23	7,7	2,4	2,7	0,0156	8	46,0	60	1745	71,0	77,0	77,0	0,79	0,87	0,90	14,4	7,22
3	4	112M	1,68	8,0	2,7	2,4	0,0184	6	49,0	60	1740	69,5	75,0	77,0	0,96	0,97	0,98	18,1	9,04
3,7	5	132S	2,08	7,3	3,4	2,5	0,0329	7	65,0	63	1735	73,5	78,6	80,5	0,78	0,86	0,90	23,2	11,6
5,5	7,5	132M	3,06	8,5	3,5	2,8	0,0457	6	80,0	63	1750	72,8	79,2	81,8	0,87	0,92	0,94	32,6	16,3
7,5	10	132M*	4,22	6,7	2,6	2,4	0,0486	6	82,0	63	1730	80,0	82,0	83,0	0,94	0,96	0,97	42,4	21,2
9,2	12,5	132M*	5,18	7,0	2,6	2,3	0,0543	6	88,0	63	1730	79,0	83,5	84,0	0,91	0,96	0,97	51,4	25,7
Carcasas opcionales																			
0,75	1	80	0,420	7,1	1,7	2,2	0,0030	6	18,0	55	1740	62,3	69,7	72,7	0,79	0,87	0,92	5,10	2,55
2,2	3	100L	1,22	6,8	2	2,5	0,0097	6	40,0	58	1750	70,0	75,0	76,0	0,61	0,72	0,79	16,7	8,33

Anexo D1

Ejes de acero inoxidable catálogo DIPAC.



EJES Acero Inoxidable



Especificaciones Generales

Calidad AISI 304

Descripción Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300°C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo.

Aplicaciones Industrias alimenticias, cerveceras, azucarera, utensilios domésticos, industria del cuero, farmacéutica, dental etc...

Longitud 6 m

Composición Química						
%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0 - 0,08	0 - 1	0 - 2	0 - 0,045	0 - 0,03	8 - 10,5	18 - 20

Dimensiones			
Diámetro			
3/16"			
1/4"			
5/16"			
3/8"			
1/2"			
5/8"			
3/4"			
1"			
1 1/4"			
1 1/2"			
2"			
2 1/2"			
3"			
3 1/2"			
4"			
5"			
6"			



www.dipacmanta.com

EJES

Anexo E1

Valores del factor f_s de carga estática permisible.

Valores de principio mínimos para el coeficiente de seguridad f_s :

- 1,5 a 3 para exigencias severas
- 1,0 a 1,5 para condiciones normales
- 0,5 a 1 para funcionamientos sin exigencias de ruido o precisión

Anexo E2

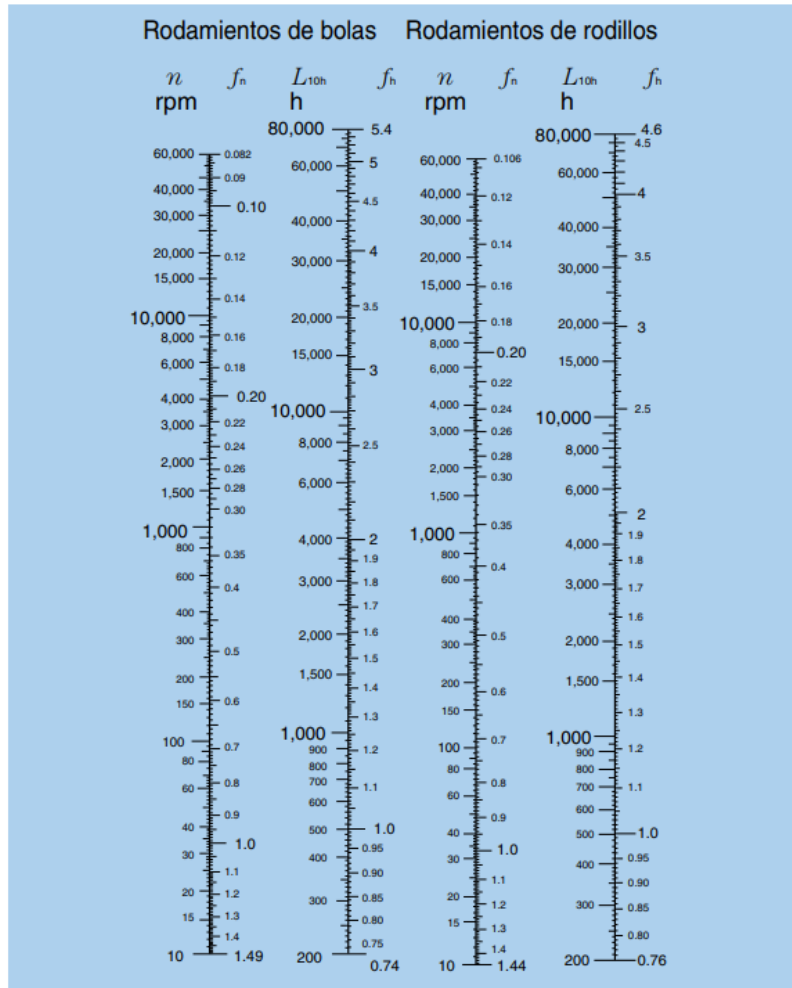
Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas.

**GUIA DE VALORES REQUERIDOS DE VIDA NOMINAL L_{10H}
PARA DIFERENTES CLASES DE MÁQUINAS**

Clase de Máquina	L_{10h}
Electrodomésticos, Máquinas agrícolas, Instrumentos, aparatos para uso médico.	300≈3000 horas
Máquinas utilizadas en periodos cortos: Elevadores para talleres, maquinas para la construcción, máquinas-herramienta portátiles	3.000≈8000 horas
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento en periodos cortos o intermitentes: Ascensores, grúas para mercancías.	8.000≈12.000 horas
Máquinas para 8 horas de trabajo diaria no totalmente utilizadas: Máquina-herramienta, grúas para material a granel, ventiladores, cintas transportadoras, imprentas, centrifugadoras...	20.000≈30.000 horas
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción de minas, bombas, maquinaria textil...	40.000≈50.000 horas
Máquinas para abastecimiento de agua, hornos giratorios, cableadoras, propulsión de transatlánticos	60.000≈100.000 horas
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para líneas de eje de transatlánticos	≈100.000 horas

Anexo E3

Factor de velocidad f_n y factor de vida f_h



Anexo E4

Factor de seguridad

Condiciones de operación	Rotos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

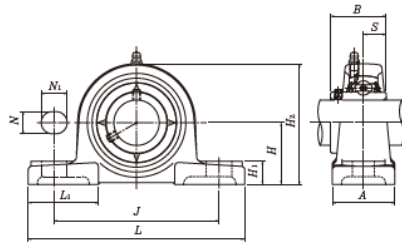
Anexo E5

Chumacero catálogo NTN.

UCP2

NTN

Pillow blocks cast housing
Set screw type



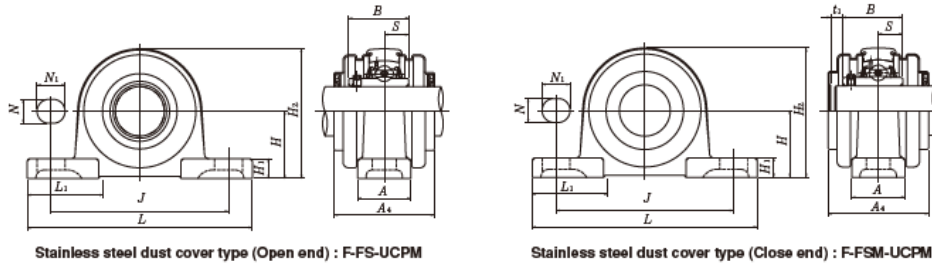
Shaft dia. mm inch	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions											Bolt size mm inch	Bearing number
		mm												
		inch.												
12 1/2	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1
20 3/4	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 5/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	65 2 9/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1
25 1 3/16 7/8 15/16 1	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1 UCP205-100D1	36.5 1 3/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	15 19/32	71 2 25/32	42 1 21/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCP206D1 UCP206-101D1 UCP206-102D1 UCP206-103D1 UCP206-104D1	42.9 1 1/16	165 6 1/2	121 4 3/4	48 1 7/8	17 2 1/32	20 25/32	17 2 1/32	83 3 9/32	54 2 1/8	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 1/2	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16	UCP207D1 UCP207-104D1 UCP207-105D1 UCP207-106D1 UCP207-107D1	47.6 1 7/8	167 6 5/16	127 5	48 1 7/8	17 2 1/32	20 25/32	18 23/32	93 3 21/32	54 2 1/8	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 1/2	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
Note: Please refer to page 44 for size of grease fitting.

Anexo E6

Carga estática y dinámica del rodamiento.

F-UCPM2 NTN



Bearing number mm	Basic load ratings dynamic static kN		Housing number	Unit number Pressed stainless steel dust cover type		Nominal dimensions mm		Mass (approx.) kg	
	C_r	C_{or}		Open end	Closed end	t_1	A4	UCPM	FS(FSM)
F-UC204D1/LP09	9.9	6.65	PM204	F-FS-UCPM204/LP09	F-FSM-UCPM204/LP09	5	51	0.6	0.6
F-UC205D1/LP09	10.8	7.85	PM205	F-FS-UCPM205/LP09	F-FSM-UCPM205/LP09	5	55	0.7	0.7
F-UC206D1/LP09	15.0	11.3	PM206	F-FS-UCPM206/LP09	F-FSM-UCPM206/LP09	5	60	1.1	1.1
F-UC207D1/LP09	19.7	15.3	PM207	F-FS-UCPM207/LP09	F-FSM-UCPM207/LP09	5	69	1.3	1.5
F-UC208D1/LP09	22.4	17.8	PM208	F-FS-UCPM208/LP09	F-FSM-UCPM208/LP09	6	80	1.7	1.8
F-UC209D1/LP09	25.2	20.4	PM209	F-FS-UCPM209/LP09	F-FSM-UCPM209/LP09	6	80	1.8	2.0
F-UC210D1/LP09	27.0	23.2	PM210	F-FS-UCPM210/LP09	F-FSM-UCPM210/LP09	6	85	2.4	2.6

Anexo E7

Chumacera de brida cuadrada catálogo NTN.

UCF2		NTN										
Square flanged units cast housing Set screw type												
		<p style="text-align: center;">Press steel dust cover type (Open end) S-UCF...D1</p> <p style="text-align: center;">Cast dust cover type (Open end) C-UCF...D1</p>										
Shaft dia. mm inch	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions									Bolt size mm inch	Bearing number
		L	J	A ₂	A ₁	A	N	A ₀	B	S		
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
		inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch		
12 1/2	UCF201D1 UCF201-008D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 3/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCF202D1 UCF202-009D1 UCF202-010D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 3/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 11/16	UCF203D1 UCF203-011D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 3/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1
20 3/4	UCF204D1 UCF204-012D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 3/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1
25 13/16 7/8 15/16 1	UCF205D1 UCF205-013D1 UCF205-014D1 UCF205-015D1 UCF205-100D1	95 3 3/4	70 2 3/4	16 5/8	13 1/2	27 1 1/16	12 15/32	35.8 1 13/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCF206D1 UCF206-101D1 UCF206-102D1 UCF206-103D1 UCF206-104D1	108 4 1/4	83 3 17/64	18 45/64	13 1/2	31 1 1/32	12 15/32	40.2 1 37/64	38.1 1.5000	15.9 0.626	M10 3/8	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1 1/4 1 5/8 1 3/8 1 7/16	UCF207D1 UCF207-104D1 UCF207-105D1 UCF207-106D1 UCF207-107D1	117 4 19/32	92 3 5/8	19 3/4	15 1 9/32	34 1 11/32	14 35/64	44.4 1 3/4	42.9 1.6890	17.5 0.689	M12 7/16	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
40 1 1/2 1 9/16	UCF208D1 UCF208-108D1 UCF208-109D1	130 5 1/8	102 4 1/64	21 53/64	15 1 9/32	36 1 13/32	16 5/8	51.2 2 1/64	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1
45 1 5/8 1 11/16 1 3/4	UCF209D1 UCF209-110D1 UCF209-111D1 UCF209-112D1	137 5 13/32	105 4 3/64	22 55/64	16 5/8	38 1 1/2	16 5/8	52.2 2 1/16	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
Note: Please refer to page 44 for size of grease fitting.

Anexo E8

Carga estática y dinámica del rodamiento.

Bearing number mm	Basic load ratings		Housing number	Unit number Pressed stainless steel dust cover type		Nominal dimensions		Mass (approx.)	
	dynamic kN	static		Open end	Closed end	mm	mm	kg	
								F-UCFM	FS(FSM)-UCFM
F-UC204D1/LP09	9.9	6.65	FM204	F-FS-UCFM204/LP09	F-FSM-UCFM204/LP09	5	40.5	0.4	0.4
F-UC205D1/LP09	10.8	7.85	FM205	F-FS-UCFM205/LP09	F-FSM-UCFM205/LP09	6.5	44	0.6	0.6
F-UC206D1/LP09	15.0	11.3	FM206	F-FS-UCFM206/LP09	F-FSM-UCFM206/LP09	6	48	0.8	0.9
F-UC207D1/LP09	19.7	15.3	FM207	F-FS-UCFM207/LP09	F-FSM-UCFM207/LP09	6.5	53.5	1.1	1.2
F-UC208D1/LP09	22.4	17.8	FM208	F-FS-UCFM208/LP09	F-FSM-UCFM208/LP09	7	61	1.4	1.5
F-UC209D1/LP09	25.2	20.4	FM209	F-FS-UCFM209/LP09	F-FSM-UCFM209/LP09	7	62	1.8	1.9
F-UC210D1/LP09	27.0	23.2	FM210	F-FS-UCFM210/LP09	F-FSM-UCFM210/LP09	7	64.5	1.9	2.0

Anexo E9

Rodamiento SKF de acero inoxidable.

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀		Reference speed	Limiting speed		
mm			N		N	r/min		kg	-
20	25	4	572	365	16	53 000	26 000	0,0035	WBB1-8714-2ZS
	27	4	585	390	17	-	14 000	0,0059	W 61704-2RS1
	27	4	585	390	17	50 000	26 000	0,0057	W 61704-2ZS
	32	7	3 120	2 080	90	-	13 000	0,0178	W 61804-2RS1
	32	7	3 120	2 080	90	48 000	24 000	0,0173	W 61804-2Z
	32	10	3 120	2 080	90	-	13 000	0,0246	W 63804-2RS1
	32	10	3 120	2 080	90	48 000	24 000	0,0244	W 63804-2Z
	37	9	5 530	3 650	156	-	12 000	0,0354	W 61904-2RS1
	37	9	5 530	3 650	156	43 000	20 000	0,0353	W 61904-2Z
	42	12	8 060	5 000	212	-	11 000	0,0657	W 6004-2RS1
	42	12	8 060	5 000	212	-	11 000	0,0657	W 6004-2RS1/VP311
	42	12	8 060	5 000	212	38 000	19 000	0,0651	W 6004-2Z
	47	14	10 800	6 550	280	-	10 000	0,1047	W 6204-2RS1
	47	14	10 800	6 550	280	-	10 000	0,1047	W 6204-2RS1/VP311
	47	14	10 800	6 550	280	34 000	17 000	0,106	W 6204-2Z
	52	15	13 800	7 800	335	-	9 500	0,1452	W 6304-2RS1
52	15	13 800	7 800	335	34 000	17 000	0,146	W 6304-2Z	
25	32	4	618	465	20	-	12 000	0,0073	W 61705-2RS1
	37	7	3 380	2 500	108	-	11 000	0,0213	W 61805-2RS1
	37	7	3 380	2 500	108	38 000	19 000	0,021	W 61805-2Z
	37	10	3 380	2 500	108	-	11 000	0,0297	W 63805-2RS1
	37	10	3 380	2 500	108	38 000	19 000	0,0294	W 63805-2Z
	42	9	6 050	4 500	193	-	10 000	0,0422	W 61905-2RS1
	42	9	6 050	4 500	193	34 000	17 000	0,0423	W 61905-2Z
	47	12	8 710	5 850	250	-	9 500	0,077	W 6005-2RS1
	47	12	8 710	5 850	250	-	9 500	0,077	W 6005-2RS1/VP311
	47	12	8 710	5 850	250	32 000	16 000	0,0782	W 6005-2Z
	52	15	11 700	7 650	335	-	8 500	0,1291	W 6205-2RS1
	52	15	11 700	7 650	335	-	8 500	0,1291	W 6205-2RS1/VP311
52	15	11 700	7 650	335	30 000	15 000	0,1299	W 6205-2Z	
62	17	17 800	11 200	480	-	7 500	0,2348	W 6305-2RS1	
62	17	17 800	11 200	480	26 000	13 000	0,2356	W 6305-2Z	
30	42	7	3 580	2 900	125	-	9 500	0,0244	W 61806-2RS1
	42	7	3 580	2 900	125	34 000	17 000	0,0241	W 61806-2Z
	42	10	3 580	2 900	125	-	9 500	0,036	W 63806-2RS1
	42	10	3 580	2 900	125	34 000	17 000	0,036	W 63806-2Z
	47	9	6 240	5 000	212	-	8 500	0,0477	W 61906-2RS1
	47	9	6 240	5 000	212	30 000	15 000	0,0485	W 61906-2Z
	55	13	11 400	8 150	355	-	8 000	0,113	W 6006-2RS1
	55	13	11 400	8 150	355	-	8 000	0,113	W 6006-2RS1/VP311
	55	13	11 400	8 150	355	28 000	14 000	0,1141	W 6006-2Z
	62	16	16 500	11 200	480	-	7 000	0,1958	W 6206-2RS1
	62	16	16 500	11 200	480	-	7 000	0,1958	W 6206-2RS1/VP311
	62	16	16 500	11 200	480	26 000	13 000	0,1951	W 6206-2Z
	72	19	22 900	15 000	640	-	6 300	0,3512	W 6306-2RS1
	72	19	22 900	15 000	640	22 000	11 000	0,3496	W 6306-2Z

Anexo F1

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226\ 869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

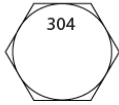

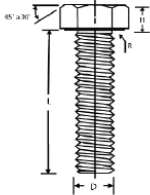
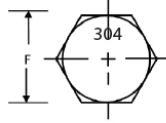
Anexo F2

Resistencia a la carga de prueba Sp.

Para dimensiones por encima de M5							
Acero inoxidable		Clase de calidad	Gama de ϕ d	Bulones y tornillos			Tuercas
Grupo de composic.	Tipo de aleación			Resisten. a la tracción $R_m^{(3)}$ N/mm ² , min.	Límite conv. de elasticid. al 0,2% $R_{p0,2}^{(3)}$ N/mm ² , min.	Alargam. $A_L^{(4)}$ en mm, min.	Resisten. a la carga de prueba Sp N/mm ²
Austenítico.	A1, A2 y A4	50	$\leq M39$	500	210	0,6d	500
		70 1)	$\leq M20$	700	450	0,4d	700
			$>M20 \leq M30$	500	250	0,4d	500
		80 2)	$\leq M20$	800	600	0,3d	800

Anexo F3

Propiedades mecánicas de pernos de acero inoxidable.

Tornillos de Cabeza Hexagonal					
TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL INOXIDABLE 304					
		<ul style="list-style-type: none"> • Tornillos fabricados en material inoxidable del tipo 304 ideales en la industria alimenticia o de oxidaciones extremas y de altas temperaturas (850 grados). • Fabricado bajo normas SAE Y ASTM 			
					
Acero (Steel)	Propiedades Mecánicas ASTM A 276 (Mechanical properties)	Temperaturas de Servicio Max. (Maximum service temperatures)			
Norma AISI (AISI rule)	Número DIN (DIN number)	Resistencia a la tracción N/mm ² - min (Tensile strength N/mm ² -min)	Límite elástico N/mm ² - min (Elastic limit N/mm ² -min)	Servicio continuo °C (Continuous service °C)	Servicio intermitente °C (Intermittent service °C)
304	1.4301	515	205	925	870

Anexo F4

Torque para pernos de acero inoxidable.



TABLA DE TORQUES

TORQUE en (Nm)	GRADO 2		GRADO 5		GRADO 8		INOX. 304	INOX. 316
	LUB.	SECO	LUB.	SECO	LUB.	SECO	SECO	SECO
MEDIDA								
1/4	6	7.5	9.5	12	13.5	17	8.5	9
5/16	12	15	20	25	28	35	15	16
3/8	22	27	35	44	50	63	27	28
7/16	35	44	55	70	80	100	42	44
1/2	53	67	85	110	120	150	58	61
9/16	75	95	125	155	175	225	77	81
5/8	105	135	170	215	240	300	125	131
3/4	190	240	300	375	425	550	173	169
7/8	190	240	490	625	700	835	263	275
1"	290	360	725	925	1050	1300	389	406
1.1/8	400	510	900	1150	1450	1850	560	586
1.1/4	570	725	1300	1650	2050	2600	709	740
1.1/2	990	1250	2250	2850	3600	4550	1204	1261

Anexo F5

Número de hilos por pulgada.

TABLA PRÁCTICA DE CONSULTA DE NORMAS EN FUNCIÓN DE LOS HILOS DE PASO POR PULGADA

ROSCA Ø	ROSCAS AMERICANAS						ROSCAS INGLESAS				
	Ø mm	UNC (NC)	UNF (NF)	UNEF (NEF)	UN	UNS	NPS NPT API	BSW	BSF	BSP BSPT	
1/16	1,588	--	--	--	--	--	27	60	--	--	
3/32	2,381	--	--	--	--	--	--	48	--	--	
1/8	3,175	--	--	--	--	--	27	40	--	28	
5/32	3,969	--	--	--	--	--	--	32	--	--	
3/16	4,763	--	--	--	--	--	--	24	32	--	
7/32	5,556	--	--	--	--	--	--	24	28	--	
No 0	--	80	--	--	--	--	--	--	--	--	
No 1	1,854	64	72	--	--	--	--	--	--	--	
No 2	2,184	56	64	--	--	--	--	--	--	--	
No 3	2,515	48	56	--	--	--	--	--	--	--	
No 4	2,845	40	48	--	--	--	--	--	--	--	
No 5	3,175	40	44	--	--	--	--	--	--	--	
No 6	3,505	32	40	--	--	--	--	--	--	--	
No 8	4,166	32	36	--	--	--	--	--	--	--	
No 10	4,826	24	32	--	28-36-40-48-56	--	--	--	--	--	
No 12	5,486	24	28	32	--	36-40-48-56	--	--	--	--	
1/4	6,350	20	28	32	--	24-27-36-40-48-56	18	20	26	32	
9/32	7,14	--	--	--	--	--	--	20	26	--	
5/16	7,938	18	24	32	20-28	27-36-40-48	--	18	22	32	
3/8	9,525	16	24	32	20-28	18-27-36-40	18	16	20	32	
7/16	11,11	14	20	28	16-32	18-24-27	--	14	18	26	
1/2	12,7	13	20	28	16-32	12-14-18-24-27	14	12	16	26	
9/16	14,29	12	18	24	16-20-28-32	14-27	--	12	16	26	

Anexo F6

Pares de aprietes para pernos de acero inoxidable.

PARES DE APIRIETE ACEROS INOX Y ASTM ROSCA METRICA ISO						TIGHTENING TORQUES STAINLESS AND ASTM STEELS ISO METRIC THREAD							
TORNILLOS NORMALIZADOS		Pares de apriete maximo calculados con un Re a 70% y un coeficiente Mu=Coeficiente friccion : 0,15 (Coeficiente k= Coeficiente rendimiento del par: 0,20). Calculados según FD E 25030.											
STANDARDIZED BOLTS		Maximum tightening torques corresponding to 70% of the bolt yield strength, for a friction coefficient Mu=0,15 (Coeff. K= efficiency coefficient: 0,20). Computation based on FD E 25030 standard.											
DIAMETRO NOMINAL	PASO	A-193 B8 CL 1 A-193 B8M CL 1		A-193 B8 CL 2		A-193 B8M CL 2		A2 - A4 CL 70		A2 - A4 CL 80		A-453 GR. 660	
NOMINAL DIAMETER	PITCH	Rm : 515 N/mm2 Re : 205 N/mm2		Rm :según A 193 Re : según A 193		Rm :según A 193 Re : según A 193		Rm : 700 N/mm2 Re : 450 N/mm2		Rm : 800 N/mm2 Re : 600 N/mm2		Rm : 895 N/mm2 Re : 585 N/mm2	
		Cs N m	Fo maxi N	Cs N m	Fo maxi N	Cs N m	Fo maxi N	Cs N m	Fo maxi N	Cs N m	Fo maxi N	Cs N m	Fo maxi N
M- 6	1	2,6	2117	8,6	7125	8,3	6847	5,6	4647	7,5	6195	7,3	6041
M- 8	1,25	6,5	4019	21,7	13529	20,9	13039	14,2	8823	18,9	11764	18,4	11470
M-10	1,5	12,8	6403	43	21551	41,5	20770	28	14055	37,4	18740	36,5	18272
M-12	1,75	22,1	9339	74	31342	72	30293	48	20499	65	27332	63	26649
M-14	2	35,2	12793	118	43059	114	41499	77	28082	103	37443	100	36507
M-16	2	55	17681	185	59513	179	57357	121	38813	161	51750	157	50457
M-18	2,5	75	21418	254	72089	245	69477	166	47014	221	62686	215	61119
M-20	2,5	107	27605	360	92916	347	89549	235	60597	313	80796	306	78777
M-22	2,5	147	34476	395	92497	395	92497	323	75679			420	98383
M-24	3	184	39766	495	106689	495	106689	405	87291			526	113478
M-27	3	274	52320	601	114849	601	114849					781	149303
M-30	3,5	371	63632	816	139681	816	139681					1060	181585
M-33	3,5	505	79369	850	133573	850	133573					1441	226493
M-36	4	648	93085	1090	156656	1090	156656					1849	265633
M-39	4	842	111933	1416	188375	1416	188375					2402	319418
M-42	4,5	1037	128051									2959	365415
M-45	4,5	1299	150082									3708	428284
M-48	5	1569	168749									4477	481551
M-52	5	2021	202524									5766	577935
M-56	5,5	2517	233817									7183	667233
M-60	5,5	3125	273119									9818	779387
M-64	6	3761	308951									10734	881640
M-68	6	4551	354147									12988	1010615
M-72	6	5446	402495									15543	1148582
M-76	6	6448	453841									18402	1295107
M-80	6	7569	508339									21599	1450625
M-85	6	7316	580557									20879	1656710
M-90	6	10964	657807									31287	1877157

Anexo G1

Módulo de elasticidad de aceros inoxidables A304.

Table B.2 Room-Temperature Modulus of Elasticity Values for Various Engineering Materials

<i>Material</i>	<i>Modulus of Elasticity</i>	
	<i>GPa</i>	<i>10⁶ psi</i>
METALS AND METAL ALLOYS		
Plain Carbon and Low-Alloy Steels		
Steel alloy A36	207	30
Steel alloy 1020	207	30
Steel alloy 1040	207	30
Steel alloy 4140	207	30
Steel alloy 4340	207	30
Stainless Steels		
Stainless alloy 304	193	28
Stainless alloy 316	193	28

Anexo H1

Dimensiones de chaveta paralelas.

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafilón R1		
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Eje h1		Cubo h2					
				Libre	Normal	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mín.	Máx.		
Más de	hasta		Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9							
10	12	4X4	4					2,5		1,8		0,08	0,16	
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25	
17	22	6X6	6	0	+0,030	-0,030		-0,042	0	2,8	0	0,16	0,25	
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015		3,3		0,16	0,25	
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036		-0,051		3,3		0,25	0,40	
38	44	12X8	12							3,3		0,25	0,40	
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018		3,8		0,25	0,40	
50	58	16X10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061		4,3		0,25	0,40	
58	65	18X11	18						+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40	
65	75	20X12	20						0	4,9	0	0,40	0,60	
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022		5,4		0,40	0,60	
85	95	25X14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074		5,4		0,40	0,60	
95	110	28X16	28							6,4		0,40	0,60	
110	130	32X18	32							7,4		0,40	0,60	
130	150	36X20	36							8,4		0,70	1,00	
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026		9,4		0,70	1,00	
170	200	45X25	45	0	+0,080	-0,062		-0,088		10,4		0,70	1,00	
200	230	50X28	50							11,4		0,70	1,00	
230	260	56X32	56						+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00	
260	290	63X32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	0	12,4	0	1,20	1,60	
290	330	70X36	70	0	+0,100	-0,074		-0,106		14,4		1,20	1,60	
330	380	80X40	80							15,4		2,00	2,50	
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037		17,4		2,00	2,50	
440	500	100X50	100	0	+0,120	-0,087		-0,124		19,5		2,00	2,50	

Anexo II

Propiedades flexionantes de las soldaduras a filete.


Tabla 9-2

Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_o = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_o = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_o = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_o = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_o = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_o = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_o = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Anexo J1

Tubo cuadrado A304 de catálogo DIPAC.

TUBO CUADRADO EN ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales

Norma AISI 304

Largo normal 6mts

Otros largos Previa consulta

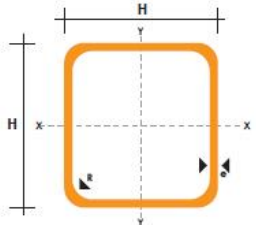
Dimensiones Desde 1/2" a 2"

Espesor Desde 0.6 a 2.0 mm



INOXIDABLE

Pulg.	DIMENSIONES		PESO	EJES X-X E Y-Y			
	H	e		AREA	EJES X-X E Y-Y		
	mm.	mm	Kg/6m		A	I	W
				cm2	cm4	cm3	cm
1/2	12	0.60	1.32	0.27	0.06	0.10	0.47
		0.75	1.86	0.32	0.07	0.12	0.47
		0.95	2.28	0.40	0.08	0.13	0.45
5/8	15	0.60	1.74	0.35	0.12	0.16	0.59
		0.75	2.16	0.41	0.14	0.19	0.58
		0.95	2.70	0.51	0.16	0.21	0.56
3/4	20	0.60	2.22	0.47	0.29	0.29	0.79
		0.75	2.88	0.56	0.34	0.34	0.78
		0.95	3.60	0.70	0.41	0.41	0.77
		1.10	4.20	0.80	0.47	0.47	0.77
1	25	1.50	5.64	1.05	0.58	0.58	0.74
		0.75	3.60	0.71	0.69	0.55	0.99
		0.95	4.50	0.89	0.84	0.67	0.97
		1.10	5.22	1.02	0.95	0.76	0.97
1 1/4	30	1.50	7.08	1.35	1.21	0.97	0.95
		0.95	5.40	1.08	1.50	1.00	1.18
		1.10	6.24	1.24	1.70	1.13	1.17
1 1/2	40	1.50	8.46	1.65	2.19	1.47	1.15
		0.95	7.20	1.46	3.68	1.84	1.59
		1.10	4.34	1.68	4.20	2.10	1.58
2	50	1.50	11.28	2.25	5.48	2.74	1.56
		1.50	14.04	2.85	11.06	4.42	1.97



NOMENCLATURA

A= Área de la selección transversal del tubo, cm2

I= Momento de inercia de la sección, cm4

W= Módulo resistente de la sección, cm3

r= Radio de giro de la sección cm

www.dipacmanta.com


TEL: (02) 2293 750 / Quito - Ecuador

41

Anexo J2

Ángulo de acero inoxidable 304 de catálogo DIPAC.

INOXIDABLE




DIPAC[®]

PRODUCTOS DE ACERO

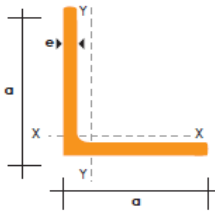
ANGULOS EN ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales

Norma	AISI 304
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa consulta



DIMENSIONES		PESO		AREA
mm		kg/m	kg/6m	cm2
a	e			
20	2	0.60	3.62	0.76
20	3	0.87	5.27	1.11
25	2	0.75	4.56	0.96
25	3	1.11	6.68	1.41
25	4	1.45	8.75	1.84
30	3	1.36	8.13	1.71
30	4	1.77	10.63	2.24
40	3	1.81	11.00	2.31
40	4	2.39	14.34	3.04
40	6	3.49	21.34	4.44
50	3	2.29	13.85	2.91
50	4	3.02	18.33	3.84
50	6	4.43	26.58	5.64
60	6	5.37	32.54	6.84
60	8	7.09	42.54	9.03
65	6	5.84	35.25	7.44
70	6	6.32	38.28	8.05
75	6	6.78	40.65	8.64
75	8	8.92	54.18	11.36
80	8	9.14	56.95	11.64
100	6	9.14	56.95	11.64
100	8	12.06	74.05	15.36
100	10	15.04	90.21	19.15
100	12	18.26	109.54	22.56



44

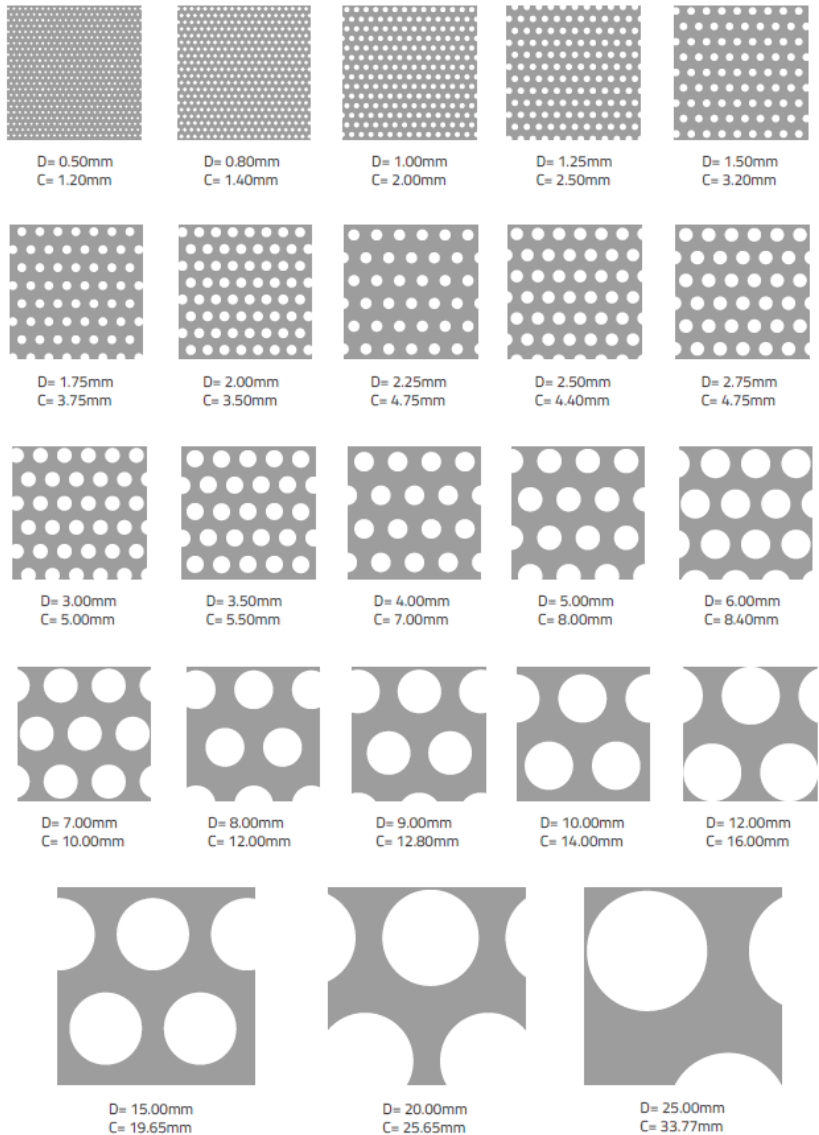
PBX: (02) 2293 750 / Quito - Ecuador www.dipacmanta.com

Anexo K1

Dimensiones de lámina perforado de acero inoxidable A304.

Perforaciones Redondas

Perforación Standart: D= Diámetro de la perforación / C= Distancia entre centros



Anexo L1

Construcción de máquina despulpadora.

	<p>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA</p>	
<p>CONSTRUCCIÓN</p>		
<p>CORTE DE ELEMENTOS EN PLASMA CNC</p>		
		
		

DOBLADO DE LAS PIEZAS



MAQUINADO DE PIEZAS



PUNTOS DE SOLDADURA EN LAS PIEZAS



CORTE Y DOBLADO DE MATERIAL DE ESTRUCTURA



**SOLDADURA DE LA ESTRUCTURA DE LA CÁMARA DE
DESPULPADO**



PULIDO DE CORDONES DE SOLDADURA



SOLDADURA DE LA TOLVA, PROTECTORES, CARA DE CORTE



SOLDADURA DE PUERTA PRINCIPAL



PULIDO DE PIEZAS





SOLDADURA DEL TAMIZ



MECANIZADO DE BISAGRAS, PERNOS SUJETADORES





CORTE DE ESTRUCTURA PRINCIPAL



SOLDADURA DE ESTRUCTURA PRINCIPAL



ENSAMBLE Y PULIDO DE LA MÁQUINA



MAQUINADO DE PALETAS, SISTEMA DE CORTE, EJE MOTRIZ



SOLDADURA DE SISTEMA DE PALETAS



ENSAMBLE DEL SISTEMA DE PALETAS, MOTRIZ, CORTE



ENSAMBLE DE LA MÁQUINA



ARTÍCULO TÉCNICO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS CON UNA CAPACIDAD DE 500 kg/h PARA LA EMPRESA PRODUCTOS SUIZA DAJED CIA. LTDA. DE LA CIUDAD DE AMBATO

Alex Saquinga Bautista*

**Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica
Ambato, Ecuador, e-mail: alexsaquingabautista@gmail.com*

Resumen: *El presente proyecto técnico se basa en el diseño mecánico y la construcción de una máquina despulpadora de fruta bajo los parámetros establecidos como procesos de producción, capacidad, fuerza de corte, espesores de las semillas, densidad de la fruta y ergonomía.*

La máquina despulpadora cuenta con una tolva diseñada para soportar la presión de la fruta de mayor densidad y el peso de las cajas al momento de depositar la fruta en su interior. La máquina tiene un sistema de corte diseñado para cortar maracuyá; esta fruta necesita mayor fuerza de corte al momento del despulpado.

La despulpadora cuenta con un juego de tamices diseñados para cada espesor de las semillas. En las pruebas de funcionamiento se constató la capacidad de 500 kilogramos por hora cumpliendo con la capacidad de la máquina, los elementos de la máquina son construidos en acero inoxidable austenítico AISI 304.

Palabras clave: *despulpadora, capacidad, tamiz, inoxidable, agrícola.*

Abstract: *The present technical project is based on the mechanical design and construction of a fruit pulping machine under the parameters established as production processes, capacity, cutting force, thickness of the seeds, fruit density and ergonomics.*

The pulping machine has a hopper designed to withstand the pressure of the higher density fruit and the weight of the boxes at the time of depositing the fruit inside. The machine has a cutting system designed to cut passion fruit; This fruit needs greater cutting force at the time of pulping.

The pulper has a set of sieves designed for each thickness of the seeds. In the performance tests, the capacity of 500 kilograms per hour was verified, fulfilling the capacity of the machine, the elements of the machine are constructed in austenitic stainless steel AISI 304.

Keywords: *pulper, capacity, sieve, stainless, agricultural.*

I. INTRODUCCIÓN

El diseño y construcción de una máquina despulpadora de fruta se ha enfocado en las necesidades de la industria alimenticia del país bajo los parámetros como proceso de producción, tipos de frutas, capacidades.

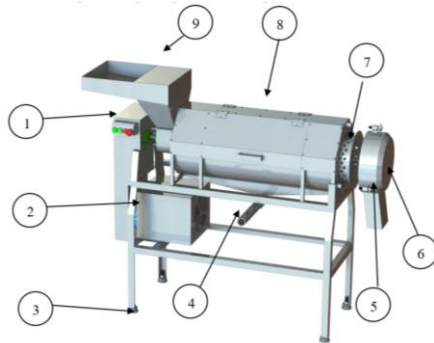
La demanda de pulpa de fruta tanto en el medio nacional como en el extranjero cada vez es de mayor demanda por lo tanto la construcción de una máquina despulpadora con castidades

mayores servirá para optimizar tiempos de producción y satisfacer con la demanda del consumidor.

En la provincia de Tungurahua cada vez existen industrias dedicadas al despulpado de frutas ya que es una provincia frutícola. La empresa productos Suiza Dajed Cia. Ltda. está enfocada en la producción de pulpa de fruto por ende necesita de una máquina despulpadora bajo sus parámetros.

II. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTA

El diseño de la máquina despulpadora de fruta sigue primeramente por la selección de alternativas, luego por un diseño de elemento, y la construcción final de la máquina. En siguiente figura se muestra la máquina despulpadora de fruta con sus principales elementos.



COMPONENTES PRINCIPALES	
1	Tablero de control
2	Motor 3 HP
3	Pies de máquina regulador
4	Tubo de salida de pulpa de fruta
5	Tolva de salida de desechos
6	Puerta principal
7	Tamiz
8	Cámara de despulpado
9	Tolva de ingreso de fruta

Fig. 1. Componentes principales de la máquina despulpadora.

A. Selección de alternativas

En el presente caso de estudio se tiene un parámetro de diseño muy importante como la capacidad que es de 500 kg de fruta por hora, por lo tanto, se inclinara por las despulpadoras industriales ya que se encuentran en el rango correspondiente por lo cual se propone tres alternativas de despulpadoras industriales:

Alternativa 1: Despulpadora industrial horizontal inclinada.

Alternativa 2: Despulpadora industrial horizontal.

Alternativa 3: Despulpadora industrial vertical.

Mediante evaluación por método ordinal corregido de criterios ponderados se opta por una despulpadora horizontal.

B. Parámetros de diseño

El diseño y construcción de la máquina debe cumplir los siguientes parámetros para su diseño como:

- Proceso de producción.
- Densidad de la fruta.
- Fuerza de corte.
- Espesor de semillas.
- Ergonomía.

C. Proceso de producción según el tipo de fruta

La empresa La empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

Es una empresa con muchos años de experiencia en el mercado y durante los años han modificado su proceso de despulpado de fruta concluyendo que cada tipo de fruta tiene un diferente proceso. Para esto procederemos a describir el proceso de despulpado de cada fruta.

En la Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4 se detalla el proceso de producción para cada según el tipo de fruta.



Fig. 2. Proceso de despulpado para maracuyá, taxo, guanábana, tamarindo, piña.



Fig. 3. Proceso de despulpado para mora, tomate, naranjilla, fresa, papaya, guayaba.

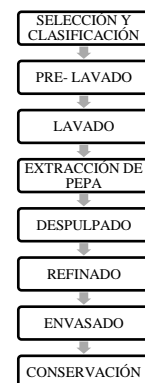


Fig. 4. Proceso de despulpado para el mango.

D. Densidad de la fruta

Para el diseño de las partes mecánicas que componen la máquina despulpadora se tomara en cuenta la densidad de las

frutas. Las fuerzas que sometan a los elementos mecánicos irán en base a la fruta con mayor densidad.

Se procedió medir la masa de 1000 gramos de cada tipo de fruta y medir el volumen de cada una con estos datos se calculó la densidad mediante la (1). [1]

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Donde:

ρ = Densidad de la fruta

m = Masa de la fruta

V = Volumen de la fruta

Las medidas de masa y volumen se lo realizo en la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda. Los resultados de peso volumen y densidad se aprecia en la Tabla 1.

Tabla 1. Peso, volumen y densidad de las frutas.

Tipo de Fruta	Masa (g)	Volumen (cm ³)	densidad (kg/m ³)
Fresa	1000	975	1025,64
Guanábana	1000	998	1002,00
Guayaba	1000	925	1081,08
Mango	1000	920	1086,96
Maracuyá	1000	943	1060,45
Mora	1000	970	1030,93
Naranja	1000	973	1027,75
Papaya	1000	935	1069,52
Piña	1000	948	1054,85
Tamarindo	1000	973	1027,75
Taxo	1000	958	1043,84
Tomate	1000	940	1063,83

E. Fuerza de corte

Para La fuerza de corte de cada fruta es muy importante para el diseño de sistema de corte. La fuerza de corte se hallará mediante la ayuda de una licuadora doméstica y un multímetro midiendo la intensidad de corriente y el voltaje. La fruta seleccionada para realizar las pruebas es el maracuyá ya que su corteza es la más crítica y se necesita más fuerza de corte que las demás frutas que despulpa la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

Primeramente, se medirá el voltaje y la intensidad en vacío y se calculará la potencia eléctrica en vacío de la licuadora con la (2). [2]

$$P = V \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (2)$$

Donde:

P = Potencia eléctrica de la licuadora

V = Voltaje

I = Intensidad

$\cos \varphi$ = Factor de potencia = 0,95

En la Tabla 2 se muestra la potencia en vacío del maracuyá.

Tabla 2. Potencia eléctrica en vacío.

	Voltaje (V)	Intensidad (A)	Potencia de vacío (W)
Vacío	117,6	3,19	356,39

Luego se procede a realizar las distintas pruebas para seis frutas de maracuyá con ello se medirá la intensidad y el voltaje para cada fruta. Una vez calculada la potencia con la (2) se procede a calcular la potencia de corte con la (3)

$$P_c = P_p - P_v \quad (3)$$

Donde:

P_c = Potencia de corte

P_p = Potencia de prueba

P_v = Potencia en vacío

Para el cálculo de la fuerza de corte de cada prueba se calcula con la (4) y con los siguientes datos:

$$V = 6 \frac{rev}{seg} = 37,70 \frac{rad}{seg}$$

$$r = 0,023 \text{ m}$$

$$F_c = \frac{P_c}{V \cdot r} \quad (4)$$

Donde:

F_c = Fuerza de corte

V = Velocidad de la cuchilla de la licuadora

r = Radio de la cuchilla de la licuadora

En la se muestra la fuerza de corte para cada prueba y se calcula un valor promedio para encontrar la fuerza de corte que debe actuar sobre la fruta de maracuyá.

Tabla 3. Fuerza de corte del maracuyá.

Pruebas	Voltaje (V)	Intensidad (A)	Potencia de accionamiento (W)	Potencia de corte (W)	Fuerza de corte (N)
1	117,6	5,05	564,19	207,80	239,65
2	117,6	4,96	554,02	197,63	227,93
3	117,6	5,09	568,65	212,27	244,81
4	117,6	4,90	547,43	191,04	220,33
5	117,6	5,05	564,07	207,69	239,52
6	117,6	5,05	564,24	207,86	239,72
Promedio			560,43	204,05	235,33

Por lo tanto, el valor de la fuerza de corte que se utilizara para el diseño del sistema de cuchillas es:

$$F_{c_{maracuyá}} = 235,33 \text{ N}$$

F. Espesor de la semilla

El espesor de la semilla de cada fruta es importante para el diseño del tamiz ya que la función específica del tamiz es impedir el paso de semillas y cascara hacia el exterior del mismo. En la siguiente tabla se muestra los espesores de cada semilla de acuerdo al tipo de fruta medidos con la ayuda de un calibrador pie de rey.

Tabla 4. Espesor de semillas.

Fruta	Espesor 1	Espesor 2	Espesor 3	Promedio
Naranja	0,5	0,6	0,4	0,50
Fresa	0,5	0,5	0,5	0,50
Mora	0,9	0,1	0,9	0,63
Tomate	1,4	1,5	1,4	1,43
Taxo	1,7	1,9	1,8	1,80
Maracuyá	1,8	2	2,1	1,97
Guayaba	2,5	2,5	2,7	2,57
Papaya	3,7	3,9	4,2	3,93
Guanábana	3,5	4	4	3,83
Tamarindo	4	4,5	4	4,17

G. Altura de la bancada de la despulpadora

Para dimensionar la altura de la bancada de la máquina despulpadora se tomará en cuenta la recomendación del libro “Guía Práctica de Ergonomía” donde recomienda una altura desde la mano hasta el piso de 100 cm a 105 cm. Para esta altura nosotros tomaremos la medida de 105 cm.

H. Diseño de la tolva de alimentación de la fruta

Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante software. Realizando un análisis para diferentes espesores en acero inoxidable AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

La tolva está sometida a algunas cargas en te caso el peso que debe sostener el vértice de la tolva al momento de colocar la fruta en ella y la presión de la fruta al ingresar al interior de la tolva.

Los vértices de la tolva estarán sometidos a cargas que produce el peso de la caja con fruta al momento de colocar la fruta en la tolva. En la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda se cuenta con dos operarios que abastecen manualmente la fruta mediante contenedores hacia la tolva levantando entre los dos operarios una carga no mayor a los 40 kg de fruta ya que el “reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo ecuatoriano” establece que por persona se puede levantar una carga máxima de 20 kg. [3]

La fuerza sometida en las partes externas y vértices de la tolva es la siguiente:

$$F_{vertices} = 40 \text{ kg} \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F_{vertices} = 392,4 \text{ N}$$

La tolva se encuentra sometida también a una presión la cual produce la fruta al ingresar al interior de la misma. Para ello se procede a calcular la presión con la (5).

$$P = \rho gh \quad (5)$$

Donde:

$P = \text{Presión [Pa]}$

$\rho = \text{Densidad de la fruta} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$g = \text{Gravedad} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$

$h = \text{Altura [m]}$

La altura de la tolva va variando al momento de ingresar en la tolva por lo tanto la altura es una variable en este caso en el eje de la y, ya que la presión es mayor en el interior de la tolva.

$$P = 10663,078 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} (y)$$

Se hace el análisis de elementos finitos para los espesores 1mm; 1,5mm; 2 mm dando como resultado:

Tensión Von Mises

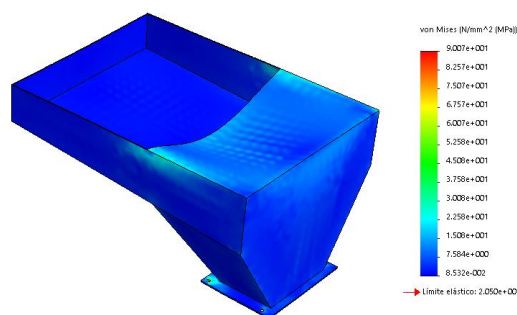


Fig. 5. Tensión de Von Mises de la tolva.

Tabla 5. Tensión de Von Mises de la tolva.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
1	230	$9,496 \text{ e}^{-2}$
1,5	200,9	$9,603 \text{ e}^{-2}$
2	90,07	$8,532 \text{ e}^{-2}$

Desplazamiento Resultante

Tabla 6. Desplazamientos resultantes de la tolva.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (m)	Mínimo (m)
1	2,886	$1,00 \text{ e}^{-33}$
1,5	1,256	$1,00 \text{ e}^{-33}$
2	0,928	$1,00 \text{ e}^{-33}$

Factor de Seguridad

Tabla 7. Factor de seguridad de la tolva.

Factor de Seguridad		
Espesor (mm)	Máximo	Mínimo
1	$2,159 \text{ e}^3$	0,891
1,5	$2,135 \text{ e}^3$	1,021
2	$2,403 \text{ e}^3$	2,276

Por lo tanto, la tolva con un espesor de 2 mm tiene un factor de seguridad muy considerable con respecto a los demás espesores. La tolva se construirá en una lámina de acero inoxidable austénico AISI 304 de 2 mm de espesor.

I. Análisis estático del sistema de corte mediante análisis de elementos finitos en software

Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante software. Realizando un análisis para un espesor de la cuchilla de 4, 5 y 6 mm en acero inoxidable

austenítico AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

El momento de torsión que someterá a la cara de cada cuchilla del sistema es de $M= 27,525 \text{ Nm}$ el cual fue calculado anteriormente. Realizando el mallado respectivo al sistema de corte se ha obtenido los siguientes resultados para los diferentes espesores:

Tensión Von Mises

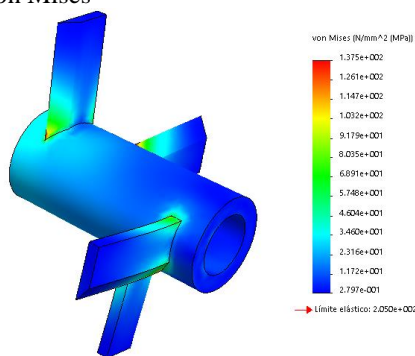


Fig. 6. Tensión de Von Mises del sistema de corte.

Tabla 8. Tensión de Von de cuchillas en el sistema de corte.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
4	176,6	0,2519
5	148,3	0,3013
6	137,5	0,2797

Desplazamiento Resultante

Tabla 9. Desplazamientos resultantes de cuchillas en el sistema de corte.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
4	$1,190 \text{ e}^{-1}$	$1,00 \text{ e}^{-30}$
5	$1,053 \text{ e}^{-1}$	$1,00 \text{ e}^{-30}$
6	$9,648 \text{ e}^{-2}$	$1,00 \text{ e}^{-30}$

Factor de Seguridad

Tabla 10. Factor de seguridad de cuchillas en el sistema de corte.

Factor de Seguridad		
Espesor (mm)	Máximo	Mínimo
4	$8,138 \text{ e}^2$	1,161
5	$6,803 \text{ e}^2$	1,383
6	$7,329 \text{ e}^2$	1,490

Por lo tanto, la mejor elección es la cuchilla con espesor de 6 mm ya que tiene un factor de seguridad de 1,49 el cual es significativo a los demás espesores y garantizara su desempeño en el sistema de corte. El material del sistema de corte estará hecho en acero inoxidable austenítico A304.

J. Análisis estático sistema de paletas por análisis de elementos finitos en software

El sistema de paletas está conformado por dos soportes, tres paletas, y unidas por pernos. Para el análisis estático se utiliza el método de elemento finitos mediante un software, el

material del elemento es acero inoxidable AISI 304 que se puede encontrar en el mercado nacional.

La fuerza que somete a las caras de cada paleta es de 63,707 N. Realizando el mallado respectivo al sistema de corte se ha obtenido los siguientes resultados:

Tensión Von Mises

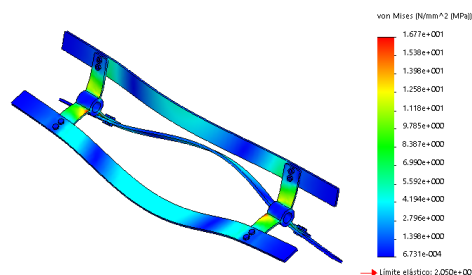


Fig. 7. Tensión Von Mises de sistema de paletas.

Tabla 11. Tensión Von Mises para el sistema de paletas.

Tensión Von Mises		
Espesor (mm)	Máximo (MPa)	Mínimo (MPa)
5	16,77	$6,731 \text{ e}^{-4}$

Desplazamiento Resultante

Tabla 12. Desplazamiento resultante para el sistema de paletas.

Desplazamiento Resultante		
Espesor (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)
5	0,347	$1,00 \times 10^{-30}$

Factor de Seguridad

Tabla 13. Factor de seguridad para el sistema de paletas.

Factor de Seguridad		
Espesor (mm)	Máximo	Mínimo
5	$3,046 \text{ e}^5$	12,22

Por lo tanto, el sistema de paletas tiene un factor de seguridad mínimo de 12,22 y el espesor de la paleta es el correcto ya que el factor de seguridad es mayor a uno.

K. Diseño de tamiz

La máquina desulpadora necesita de un tamiz el cual filtre las semillas, cascara y otras partículas que no tengan que ver con la pulpa de la fruta. Para el diseño del tamiz tomaremos en cuenta el espesor de las semillas de las frutas que se dedica a desulpar la empresa productos Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

En los parámetros de diseño se muestra los espesores de las semillas promedio de cada fruta. A continuación, se clasificará las frutas según el promedio del espesor de su semilla poniéndolas en grupos como se muestra en la Tabla 14.

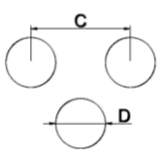
Tabla 14. Grupos de frutas según es espesor de la semilla.

Fruta	Espesor Promedio	Grupos
Naranja	0,47	Grupo 1
Fresa	0,50	
Mora	0,63	
Tomate	1,43	Grupo 2
Taxo	1,80	
Maracuyá	1,97	
Guayaba	2,57	
Guanábana	3,83	Grupo 3
Papaya	3,93	
Tamarindo	4,17	

1) Grupo 1

El grupo uno está conformado por naranja, fresa y mora la cual utilizaran un tamiz en acero inoxidable A304. En la siguiente tabla se muestra los parámetros de perforado y dimensiones del tamiz. [4]

Tabla 15. Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 1.

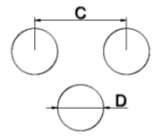
Configuración del perforado del tamiz	Dimensiones del tamiz	
	Espesor del tamiz	0,5 mm
	Diámetro del tamiz	280 mm
	Largo del tamiz	1000 mm
D= diámetro de perforación = 0,5 mm		
C= Distancia entre centros = 1,2 mm		
Material= Acero inoxidable A304		

2) Grupo 2

El grupo dos está conformados por tomate, taxo, maracuyá, guayaba y también se incluye al mango ya que por el proceso de la empresa es previamente extraído su pepa. Estas frutas para su despulpado utilizaran un tamiz en acero inoxidable A304.

En la siguiente tabla se muestra los parámetros de perforado y dimensiones del tamiz. [4]

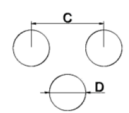
Tabla 16. Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 2.

Configuración del perforado del tamiz	Dimensiones del tamiz	
	Espesor del tamiz	1 mm
	Diámetro del tamiz	280 mm
	Largo del tamiz	1000 mm
D= diámetro de perforación = 1,25 mm		
C= Distancia entre centros = 2,5 mm		
Material= Acero inoxidable A304		

3) Grupo 3

El grupo tres está conformados por guanábana, tamarindo y papaya. Para su despulpado utilizaran un tamiz en acero inoxidable A304. En la siguiente tabla se muestra los parámetros de perforado y dimensiones del tamiz. [4]

Tabla 17. Parámetros de perforado y dimensiones del tamiz según el grupo 3.

Configuración del perforado del tamiz	Dimensiones del tamiz	
	Espesor del tamiz	2 mm
	Diámetro del tamiz	280 mm
	Largo del tamiz	1000 mm
D= diámetro de perforación = 3 mm		
C= Distancia entre centros = 5 mm		
Material= Acero inoxidable A304		

Por lo tanto, para la construcción del tamiz de opto en la Productos Suiza Dajed Cia. Ltda construir un tamiz con una perforación de 1,25 de diámetro y con un espesor de la lámina de 1 mm ya que con este tamiz se puede despulpar la mayoría de frutas y la de mayor demanda por la empresa.

III. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas de funcionamiento de la máquina despulpadora se realiza a vacío y a plena carga. En las siguientes pruebas se verifica:

- La potencia de la máquina a vacío.
- Potencia de la máquina con diferentes tipos de fruta a plena carga.
- Factibilidad de despulpado.
- La capacidad de máquina.
- Verificación de sus diferentes sistemas y componentes.

A. Prueba de funcionamiento a vacío

1) Potencia de la máquina a vacío

Tabla 18. Datos medidos del motor a vacío.

Arranque a vacío	
Voltaje	184 V
Intensidad	5,45 A
cos θ	0,90

Con la (6) se calcula la potencia a vacío:

$$P_{\text{vacío}} = VI \cos \theta \quad (6)$$

Donde:

$P_{\text{vacío}} = \text{Potencia a vacío}$

$V = \text{Voltaje}$

$I = \text{Intensidad}$

$\cos \theta = \text{Factor de potencia}$

Resolviendo:


$$P_{\text{vacío}} = 184(5,45)(0,90)$$

$$P_{\text{vacío}} = 902 \text{ W} = 1,21 \text{ HP}$$

2) Verificación de sistemas y componentes

En la siguiente tabla se muestra la verificación de los sistemas y componentes de la máquina funcionando a vacío.

Tabla 19. Verificación de sistemas y componentes a vacío.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO					
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO					
		MÁQUINA DESPULPADO DE FRUTA			
Verificado r	ALEX SAQUINGA BAUTISTA		Fecha	7/05/19	
Revisado	ING. JORGE GUAMANQUISPE MG.		Prueba	Vacío	
Sistemas y componentes	Ruido	Calentamiento	Aceptación		Observación
			SI	NO	
Tolva			x		
Sistema de corte	x		x		
Sistema de paletas	x		x		
Eje motriz			x		
Puerta principal			x		
Puertas laterales	x		x		
Cámara de despulpado			x		
Tamiz			x		
Estructura			x		
Motor		x	x		
Poleas			x		
Correas			x		
Chumaceras			x		
Rodamiento			x		
Protector de bandas			x		
Protector de motor	x		x		
Pie de máquina			x		

B. Prueba de funcionamiento a plena carga

1) Potencia a plena carga

Con ayuda de la (6) se calcula la potencia de la máquina a plena carga para las frutas de mayor demanda en la empresa Productos Suiza Dajed Cia. Ltda.

Tabla 20. Potencia a plena carga.

POTENCIA A PLENA CARGA				
Tipo de fruta	Intensidad (A)	Voltaje (V)	Potencia (Kw)	Potencia (HP)
Fresa	12,7	184	2,10	2,82
Mora	6,78	184	1,12	1,51
Guayaba	7,11	184	1,18	1,58
Maracuyá	10,11	184	1,67	2,25

2) Eficiencia de despulpado

La máquina despulpadora se encarga de separar las semillas, cortezas y demás desechos de la pulpa por lo cual se verifica la eficiencia de la máquina al separar las misma. En la siguiente tabla se muestra los resultados obtenidos:

Tabla 21. Eficiencia de despulpado obtenido.

EFICIENCIA DE DEPULPADO OBTENIDO				
Tipo de fruta	Carga (kg)	Desechos (kg)	Pulpa obtenida (kg)	Eficiencia de despulpado obtenido
Fresa	50	8,9	41,1	82,2 %
Mora	50	5,8	44,2	88,4 %
Guayaba	50	6,7	43,3	86,6 %
Maracuyá	50	33,75	16,25	32,5 %

3) Capacidad de la máquina

En las pruebas de funcionamiento se procedió a medir el tiempo que demora la máquina en despulpar la fruta de mayor demanda por cada 50 kg de fruta. Los resultados obtenidos de la capacidad de despulpado de la máquina se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 22. Capacidad de despulpado.

CAPACIDAD DE DEPULPADO OBTENIDO			
Tipo de fruta	Carga (kg)	Tiempo (s)	Capacidad (kg/h)
Fresa	50	345	521,74
Mora	50	282	638,29
Guayaba	50	358	502,79
Maracuyá	50	328	548,78

4) Verificación de sistemas y componentes

En la siguiente tabla se muestra la verificación de los sistemas y componentes a plena carga.

Tabla 23. Verificación de sistemas y componentes a plena carga

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO					
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO					
		MÁQUINA DESPULPADO DE FRUTA			
Verificador	ALEX SAQUINGA BAUTISTA		Fecha	7/05/19	
Revisado	ING. JORGE GUAMANQUISPE MG.		Prueba	CON CARGA	
Sistemas y componentes	Ruido	Calentamiento	Aceptación		Observación
			SI	NO	
Tolva	x		x		
Sistema de corte	x		x		
Sistema de paletas	x		x		
Eje motriz			x		
Puerta principal			x		
Puertas laterales	x		x		
Cámara de despulpado	x		x		
Tamiz	x		x		
Estructura			x		
Motor		x	x		
Poleas			x		
Correas			x		
Chumaceras			x		
Rodamiento			x		
Protector de bandas			x		
Protector de motor	x		x		
Pie de máquina			x		

IV. CONCLUSIONES

- Se diseñó y se construyó una máquina despulpadora de fruta obteniendo en las pruebas de funcionamiento una producción máxima de 638,29 kg/h en el caso de la mora y una producción mínima de 502,79 kg/h en el caso de la guayaba.
- La tolva es diseñada para soportar el peso de las cajas y la presión de la fruta de mayor densidad que es el caso del mango para esta empresa, obteniendo un factor de seguridad de 2,27 para un espesor de la plancha AISI 304 de 2 mm.
- El sistema de corte de la máquina despulpadora es diseñado para cortar maracuyá, este sistema vence el parámetro de la fuerza de corte sobre su cascara, obteniendo en su diseño un factor de seguridad $n=1,41$.
- El diámetro de las perforaciones del tamiz es diseñado para el espesor de la semilla de cada fruta que se dedica a despulpar la compañía.
- La máquina cuenta con un sistema de bisagras que ayuda a facilitar el intercambio de tamices y la limpieza, optimizando tiempo comparado con otras máquinas despulpadoras.

- La fresa es la fruta que mayor potencia necesita para ser despulpada relacionada con las demás frutas que despulpa la empresa, necesitando una potencia máxima de 2,82 HP obtenida en las pruebas de funcionamiento.

- El proceso de despulpado de mora es el que presenta la mayor eficiencia en función de la fruta que ingresa a la máquina, a pulpa obtenida y desechos, obteniendo con un 88,4 % de eficiencia.

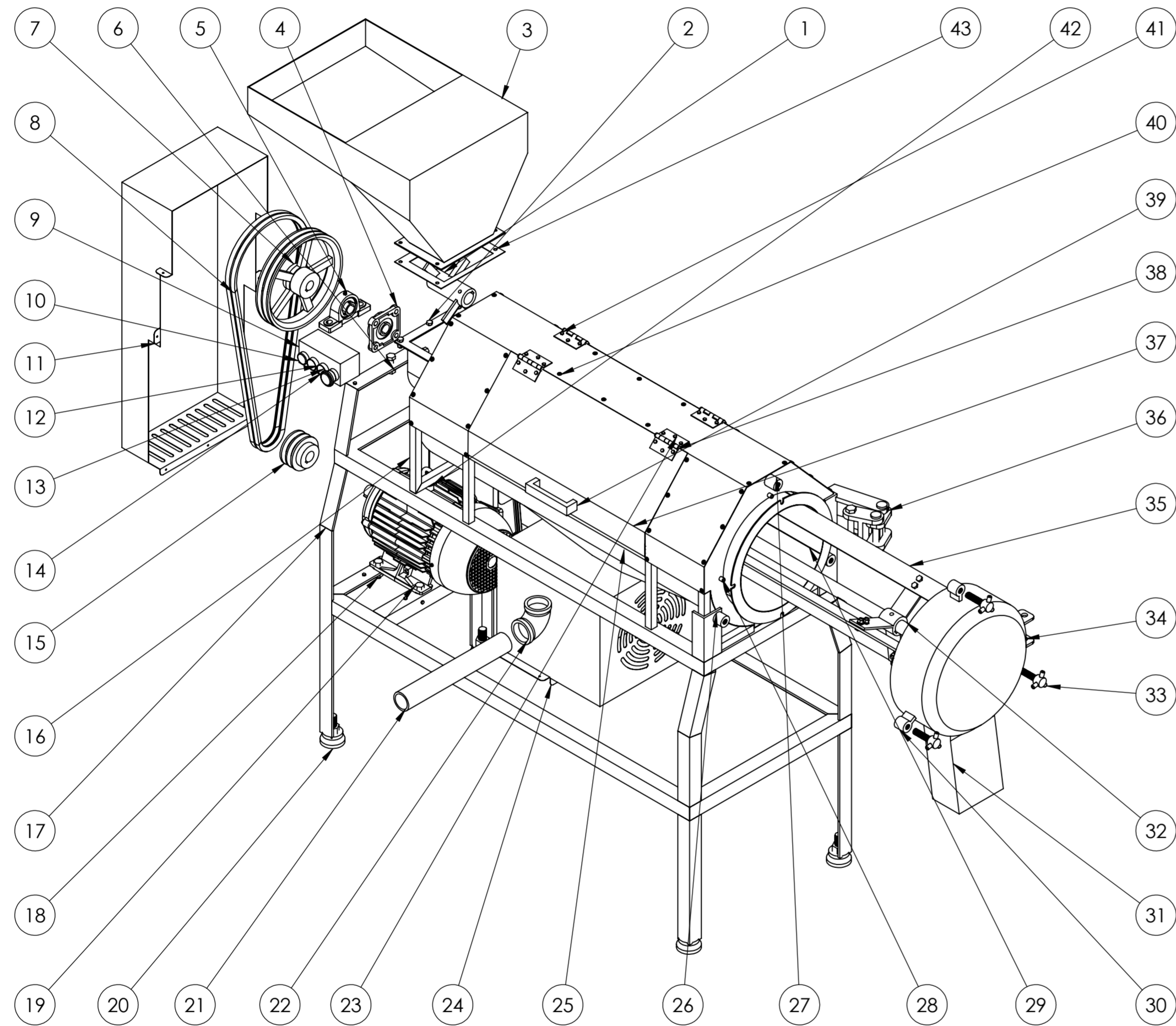
V. RECOMENDACIONES

- Ocupar el tamiz adecuado según el tipo de fruta que se vaya a despulpar.
- Revisar minuciosamente la fruta que ingresara a la despulpadora para evitar el ingreso de objetos metálicos que estos puedan dañar el sistema de corte, tamiz o paletas.
- La cuchilla de corte debe ser afilada mediante una máquina pulidora.
- Verificar el sensor de la puerta principal según el manual de mantenimiento para evitar problemas en la máquina y accidentes si se la abre en pleno funcionamiento de la máquina.
- No ingresar en el interior de la máquina despulpadora objetos metálico.
- Realizar el mantenimiento adecuado a la máquina para prolongar la vida útil de la misma.
- Desconectar el suministro eléctrico para realizar la limpieza de la máquina.

VI. REFERENCIAS

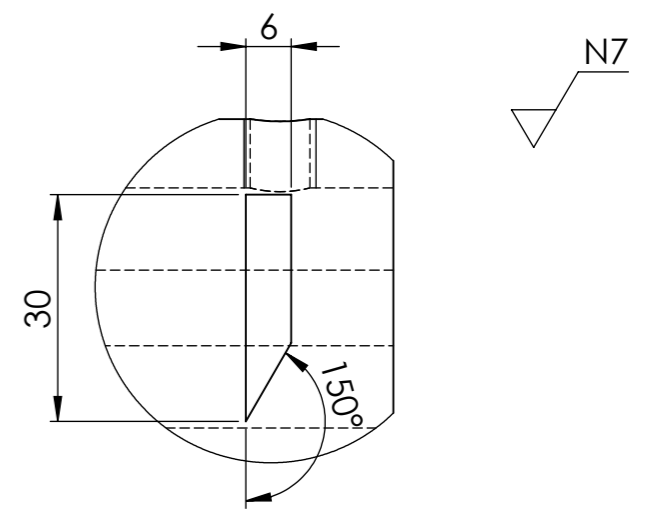
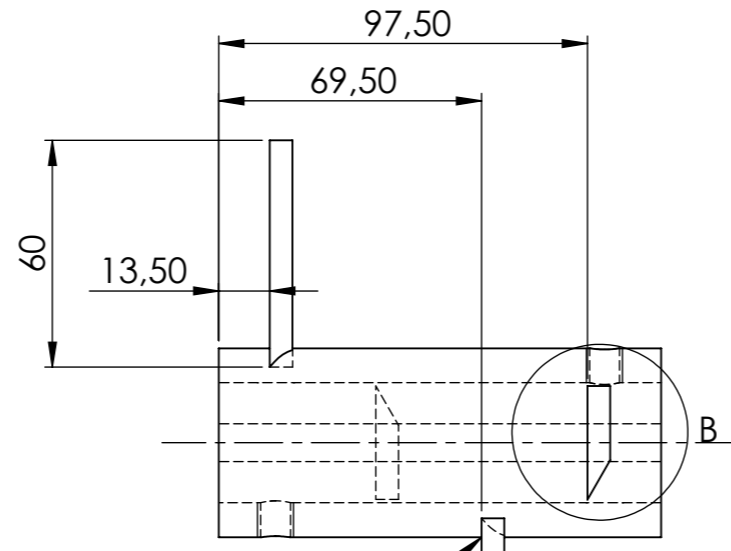
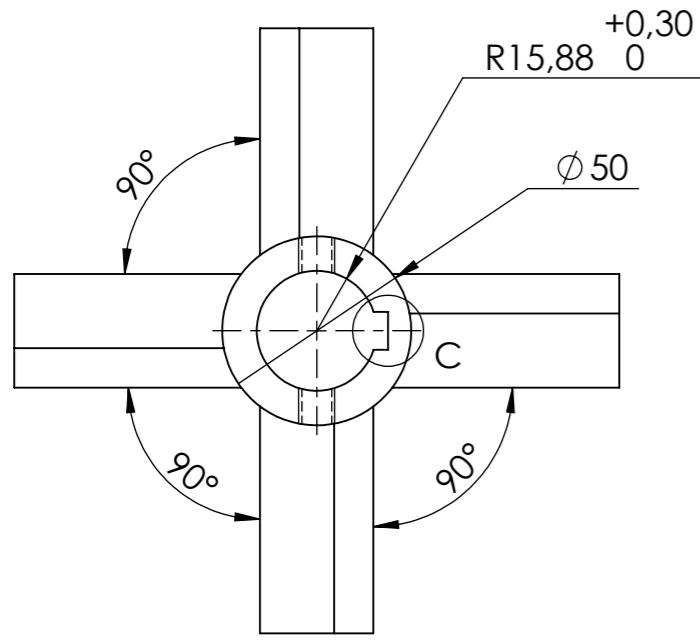
- [1] O. I. D. M. LÉGALE, «OIML,» 2011. [En línea]. Available: <https://www.oiml.org/en/publications/other-language-translations/spanish/g014-es11.pdf>.
- [2] G. Enríquez, Fundamentos de control de motores eléctricos en la industria, Mexico DF: LIMUSA, 1999.
- [3] M. d. Trabajo, «Ministerio del Trabajo,» [En línea]. Available: <http://www.trabajo.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2012/12/Reglamento-de-Seguridad-y-Salud-de-los-Trabajadores-y-Mejoramiento-del-Medio-Ambiente-de-Trabajo-Decreto-Ejecutivo-2393.pdf>. [Último acceso: 15 Diciembre 2018].
- [4] Acerimallas, «Acerimallas,» [En línea]. Available: <https://acerimallas.com.ec/pdf/Catalogo-Acerimallas.pdf>. [Último acceso: 18 Diciembre 2018].

PLANOS

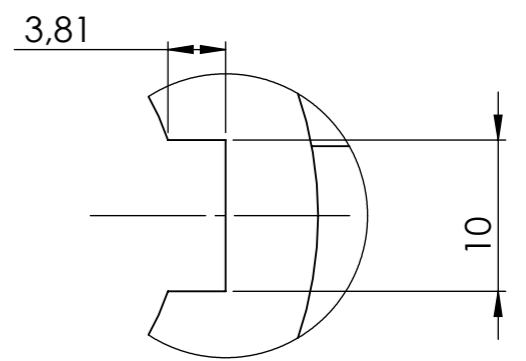
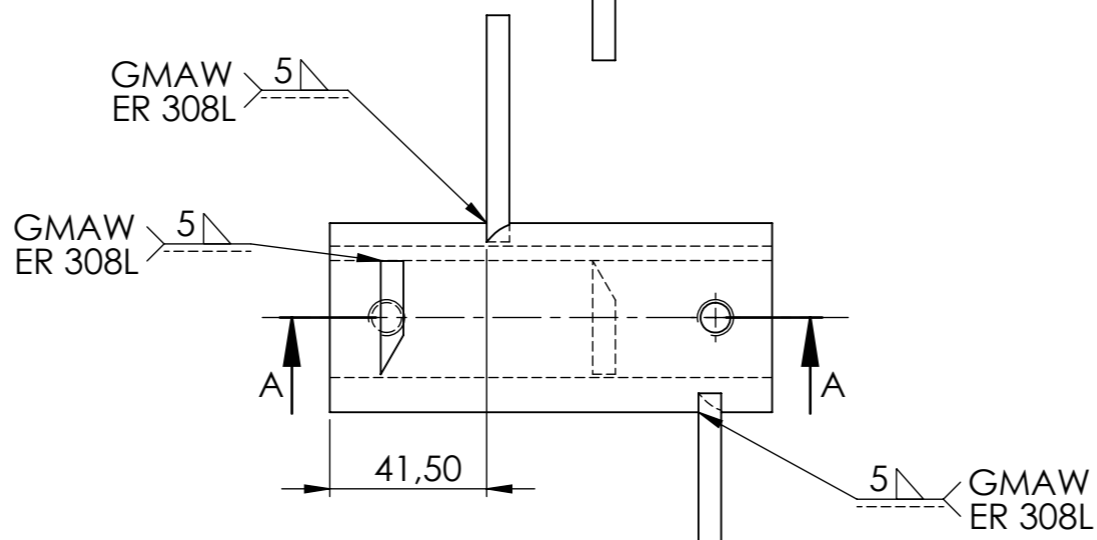


8	Empaque	-	Silicona	43	-	-	Adquirido
1	Motor WEG 3HP	-	-	42	W22 112M-LEFT	46	Adquirido
8	Perno M4x30	-	AISI 304	41	-	-	Adquirido
42	Tornillo autopercorante 3/16 pulg	-	AISI 304	40	-	-	Adquirido
2	Manilla	-	AISI 304	39	-	0,11	Adquirido
4	Bisagra lateral	-	AISI 304	38	-	-	Adquirido
2	Puerta lateral	Lámina 9	AISI 304	37	-	1,4	Construido
1	Bisagra	-	AISI 304	36	-	-	Construido
3	Paletas	Lámina 27	AISI 304	35	-	1,5	Construido
1	Puerta de la cámara	Lámina 17	AISI 304	34	-	3,62	Construido
3	Perno asegurador	Lámina 21	AISI 304	33	-	0,18	Construido
1	Eje motriz	Lámina 26	AISI 304	32	-	8,51	Construido
1	Tolva de desechos	Lámina 18	AISI 304	31	-	0,79	Construido
3	Tuerca de la puerta	Lámina 20	AISI 304	30	-	0,18	Construido
1	Tamiz	Lámina 36	AISI 304	29	-	6,49	Construido
8	Pasador del tamiz	Lámina 23	AISI 304	28	-	0,01	Construido
1	Tuerca de la puerta 31,5	Lámina 22	AISI 304	27	-	0,15	Construido
2	Tuerca de la puerta 25,5	Lámina 22	AISI 304	26	-	0,12	Construido
1	Cámara de despulpado	Lámina 6	AISI 304	25	-	18,3	Construido
1	Protector de motor	Lámina 34	AISI 304	24	-	3,93	Construido
29	Perno M4x5	-	AISI 304	23	-	-	Adquirido
1	Codo 90°	-	AISI 304	22	-	0,75	Adquirido
1	Tubería de pulpa	-	AISI 304	21	-	1,2	Adquirido
4	Pie de máquina	-	-	20	-	0,33	Adquirido
10	Perno M12x40	-	AISI 304	19	-	-	Adquirido
10	Tuerca M12	-	AISI 304	18	-	-	Adquirido
1	Estructura de bancada	Lámina 32	AISI 304	17	-	40,6	Construido
1	Estructura de cámara	Lámina 31	AISI 304	16	-	7,69	Construido
1	Polea de 3 pulg	-	Aluminio	15	Polea doble canal tipo A	0,58	Adquirido
1	Paro de emergencia	-	-	14	-	-	Adquirido
1	Pulsador de apagado	-	-	13	-	-	Adquirido
1	Pulsador de encendido	-	-	12	-	-	Adquirido
1	Protector de poleas	Lámina 33	AISI 304	11	-	4,11	Construido
1	Foco de encendido	-	-	10	-	-	Adquirido
1	Tablero de control	Lámina 35	AISI 304	9	-	0,28	Construido
2	Correa	-	Caucho	8	Tipo A59	0,22	Adquirido
1	Polea de 10 pulg	-	Aluminio	7	Polea doble canal tipo A	1,51	Adquirido
10	Arandela plana M12	-	AISI 304	6	-	-	Adquirido
1	Chumacera de pie	-	-	5	UCP205D1	1,5	Adquirido
1	Chumacera cuadrada	-	-	4	UCF205D1	1,5	Adquirido
1	Tolva	Lámina 3	AISI 304	3	-	9,83	Construido
5	Perno M8x20	-	AISI 304	2	-	-	Adquirido
1	Sistema de Corte	Lámina 2	AISI 304	1	-	1,36	Construido

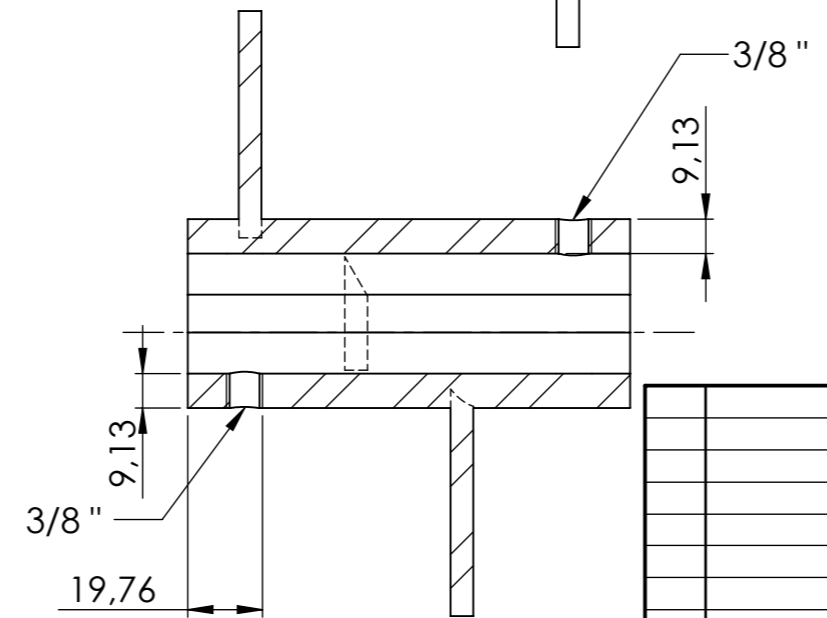
N° de Pieza	Denominación	N° Norma/ Dibujo	Material	N° de Orden	N° del Modelo/ Semiproducto	Peso kg/ Pieza	Observaciones
		TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:			
		± 1	185,78 kg	VARIOS			
		FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:			ESCALA:
		DIBUJÓ: 24/04/2019	ALEX SAQUINGA	ENSAMBLE DE MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTA			1:10
		REVISÓ: 24/04/2019	ING. J. GUAMANQUIPPE				
		APROBÓ: 24/04/2019	ING. J. GUAMANQUIPPE				
		U.T.A.		N° DE LÁMINA		REGISTRO:	
		INGENIERIA MECANICA		1 DE			
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

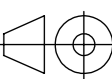


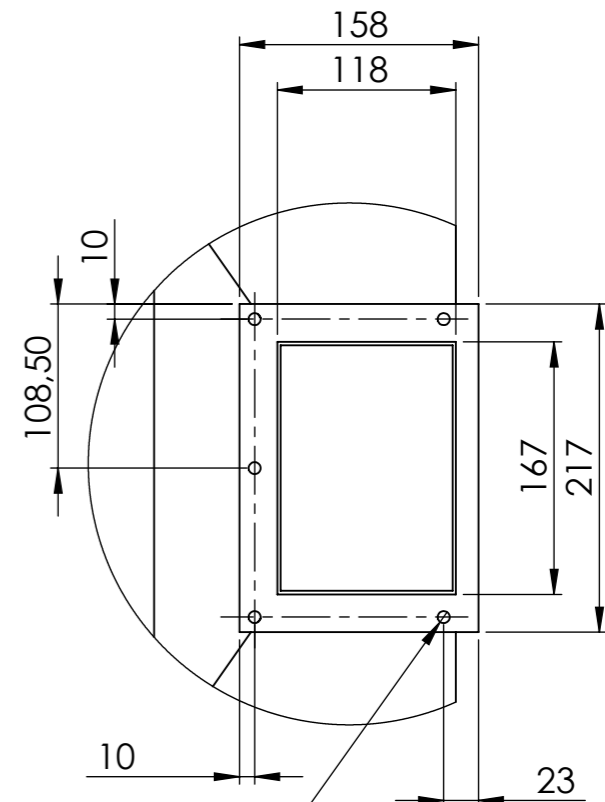
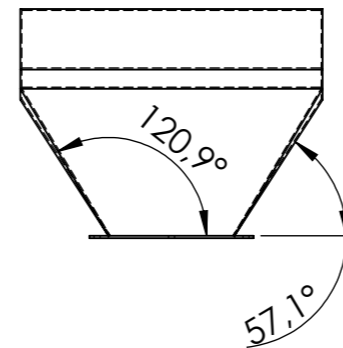
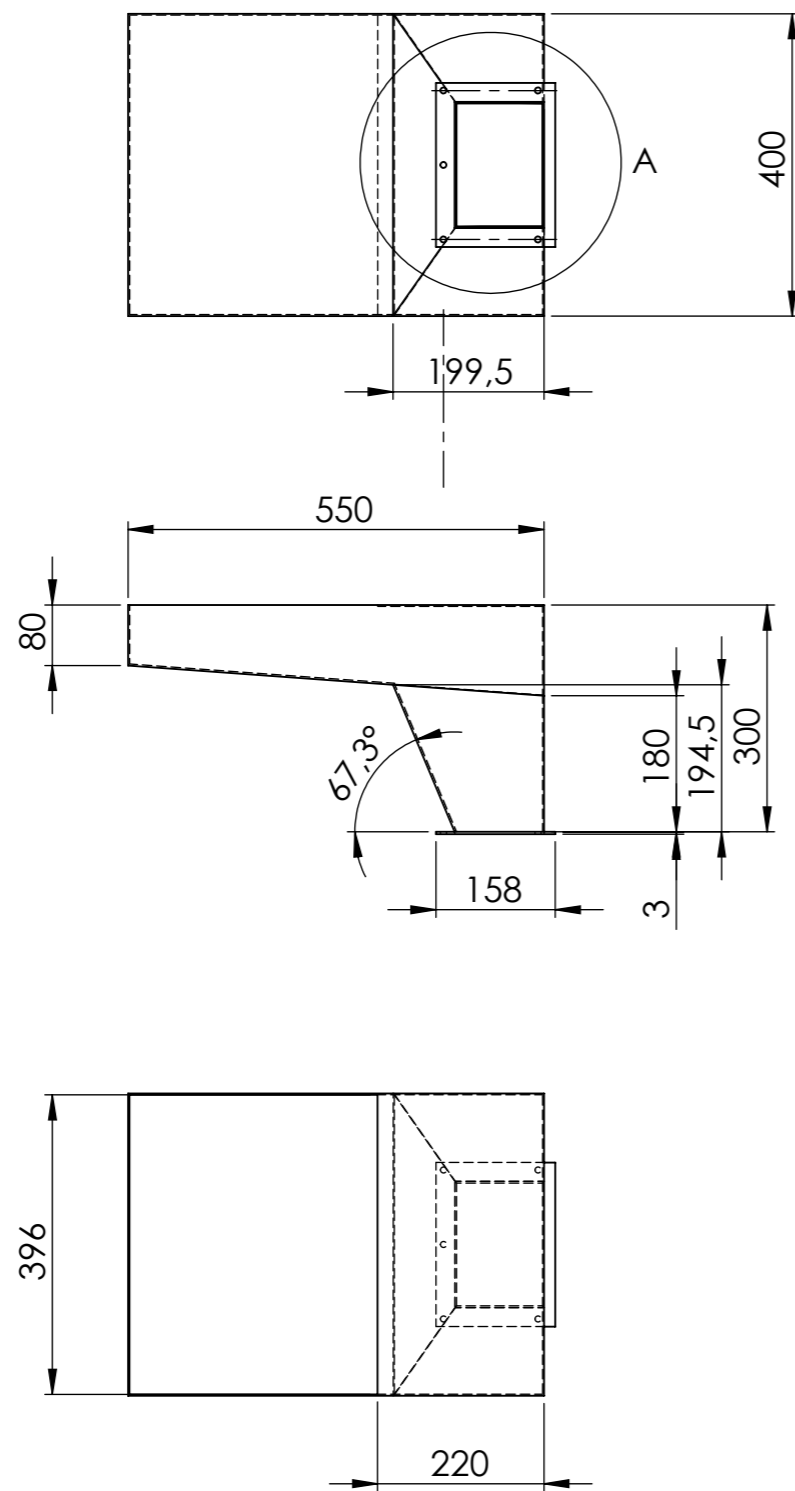
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN A-A

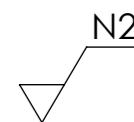
TOLERANCIA:		PESO:	MATERIAL:	
±0,1		1,36 kg	ACERO AISI 304	
FECHA		NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
DIBUJÓ:	27/05/2019	ALEX SAQUINGA	SISTEMA DE CORTE	1:2
REVISÓ:	27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
APROBÓ:	27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
U.T.A.			N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
INGENIERIA MECANICA			2 de 36	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	SUSTITUCIÓN:	



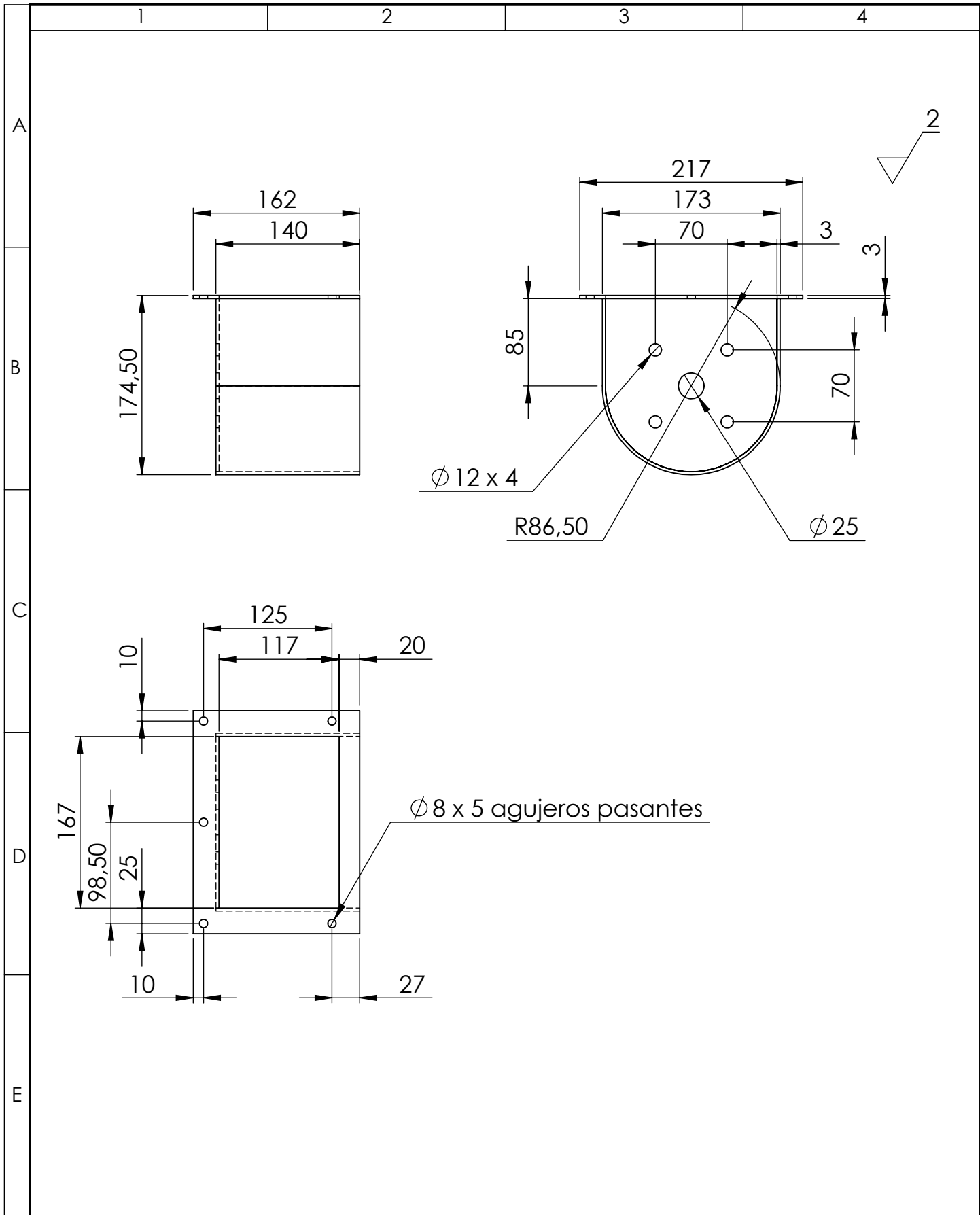


Ø8 x 5 agujeros pasantes

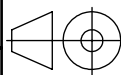
DETALLE A

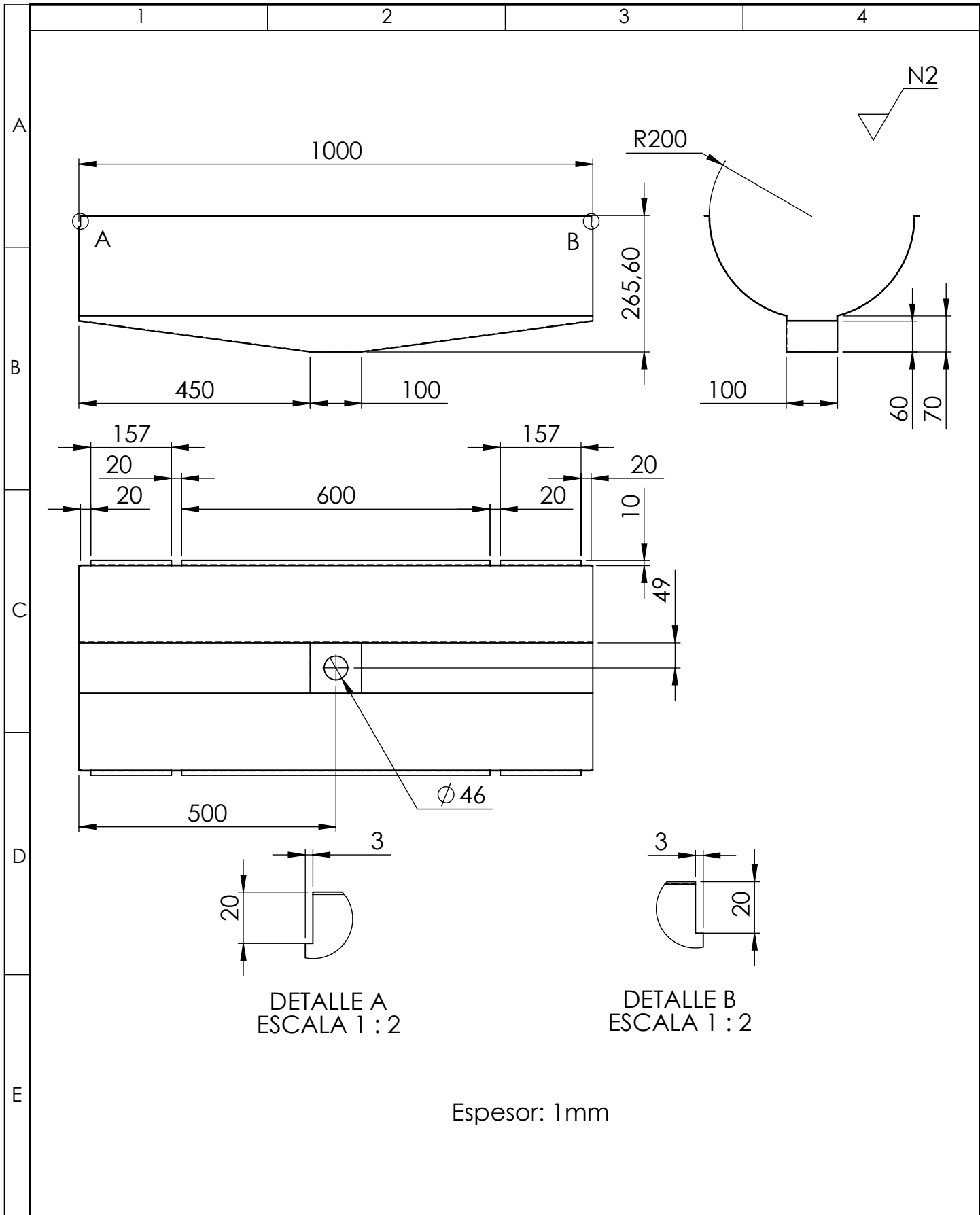


				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±0,1	9,83 kg	ACERO AISI 304		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		ESCALA:
				DIBUJÓ: 27/05/2019	ALEX SAQUINGA	TOLVA		1:10
				REVISÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
				APROBÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA		REGISTRO:
				INGENIERIA MECANICA		3 de 36		
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:				



				TOLERANCIA: ±1	PESO: 2,42 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: CÁMARA DE CORTE	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 5 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	





				TOLERANCIA: ±1	PESO: 5,8 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: CUERPO DE LA CÁMARA DE DESPULPADO	
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA	ESCALA: 1:10	
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA 6 de 36	REGISTRO:
				INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCIÓN:	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:				

1

2

3

4

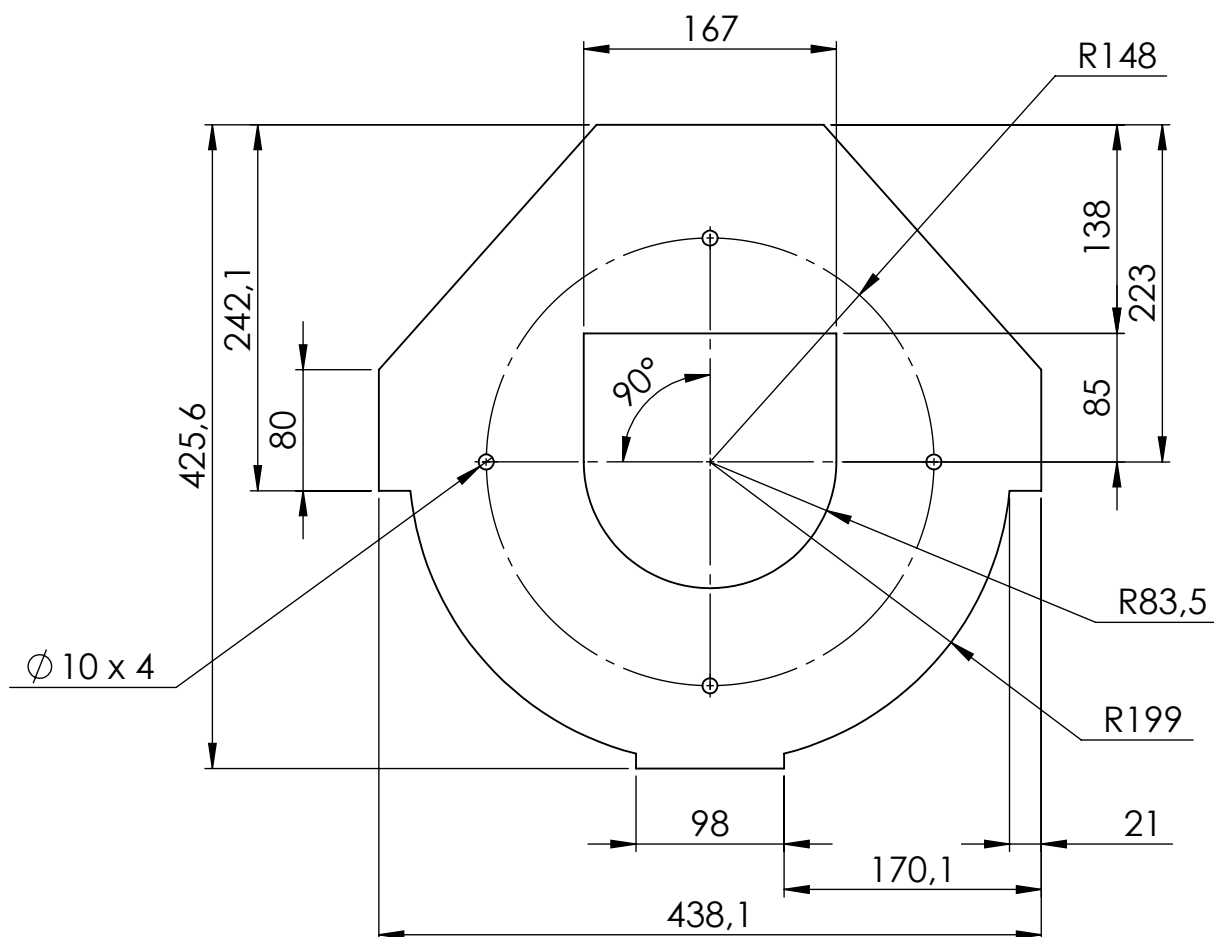
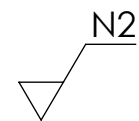
A

B

C

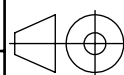
D

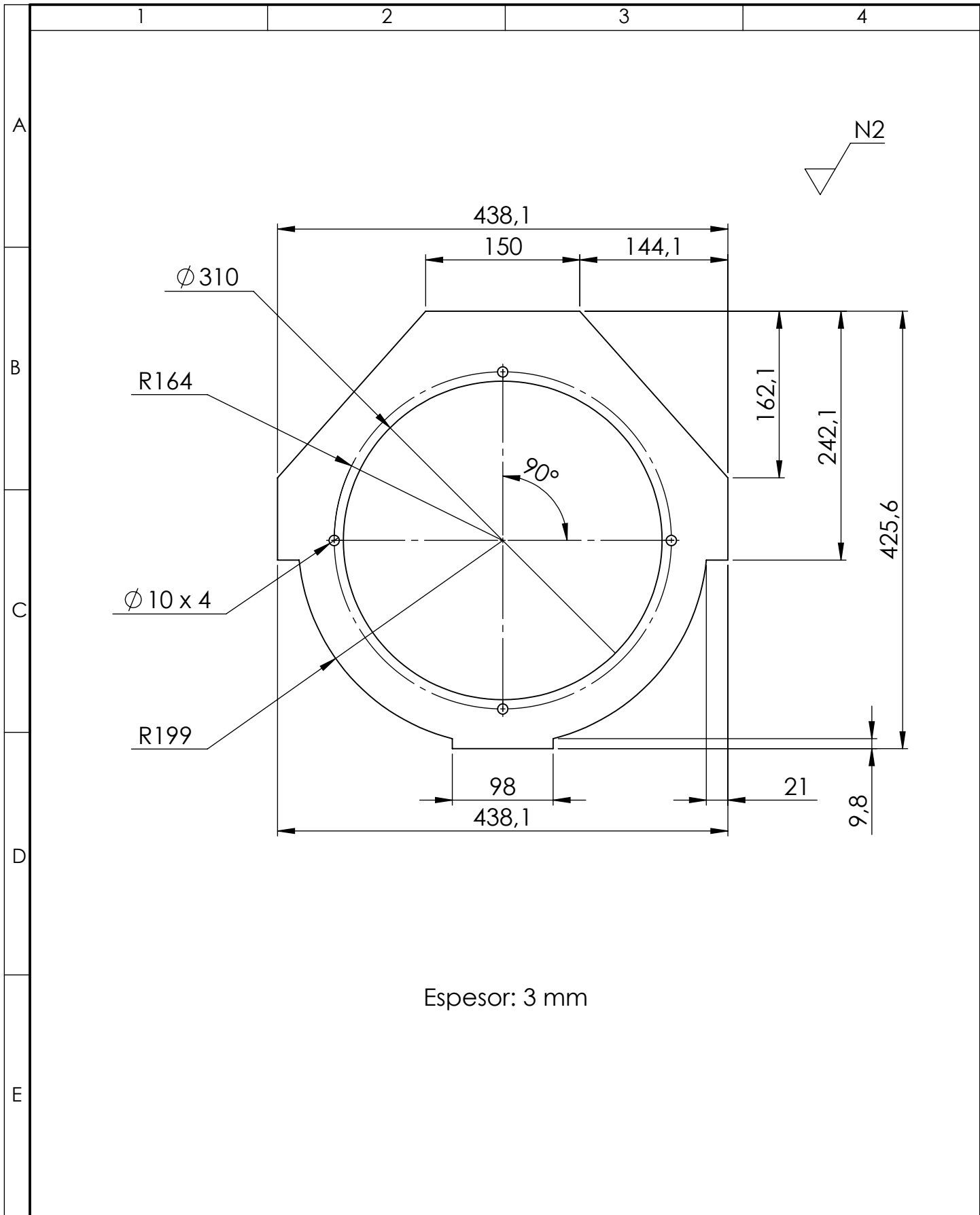
E



Espesro: 3 mm

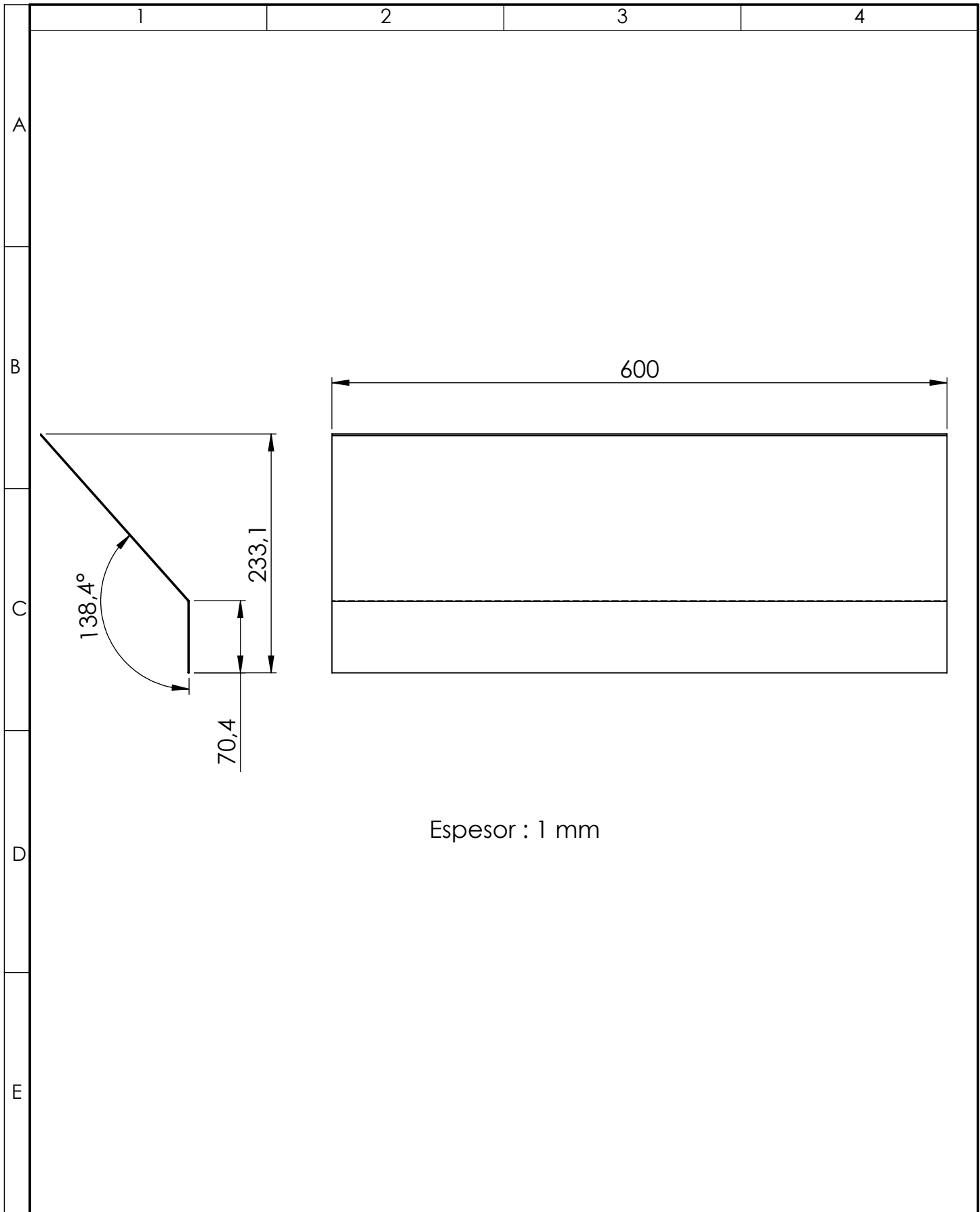
				TOLERANCIA: $\pm 0,1$	PESO: 2,7 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
							ESCALA: 1:5
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA	CABEZAL DE ENTRADA DE LA CÁMARA DE DESPULPADO	
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
				INGENIERIA MECANICA		7 de 36	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			





Espesor: 3 mm

				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 1,5 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: CABEZAL DE SALIDA DE LA CÁMARA DE DESPULPADO	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 8 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



Espesor : 1 mm

				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 1,4 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304		
						TÍTULO: PUERTA LATERAL DE LA CÁMARA DE DESPULPADO	ESCALA: 1:5	
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		N.º DE LÁMINA 9 DE 36	REGISTRO:
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCIÓN:		

1

2

3

4

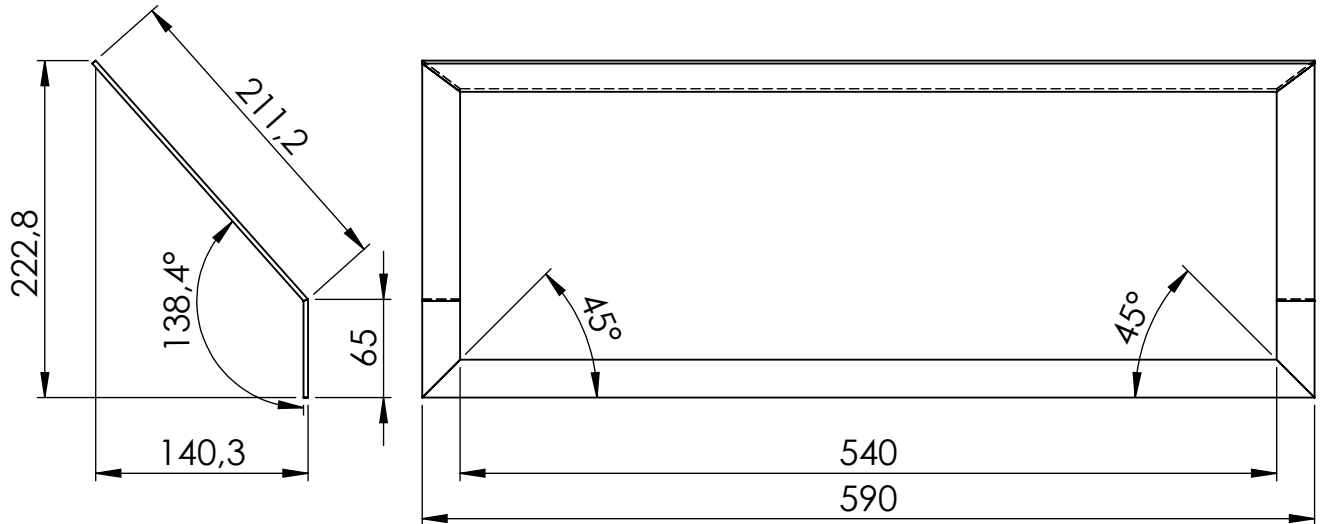
A

B

C

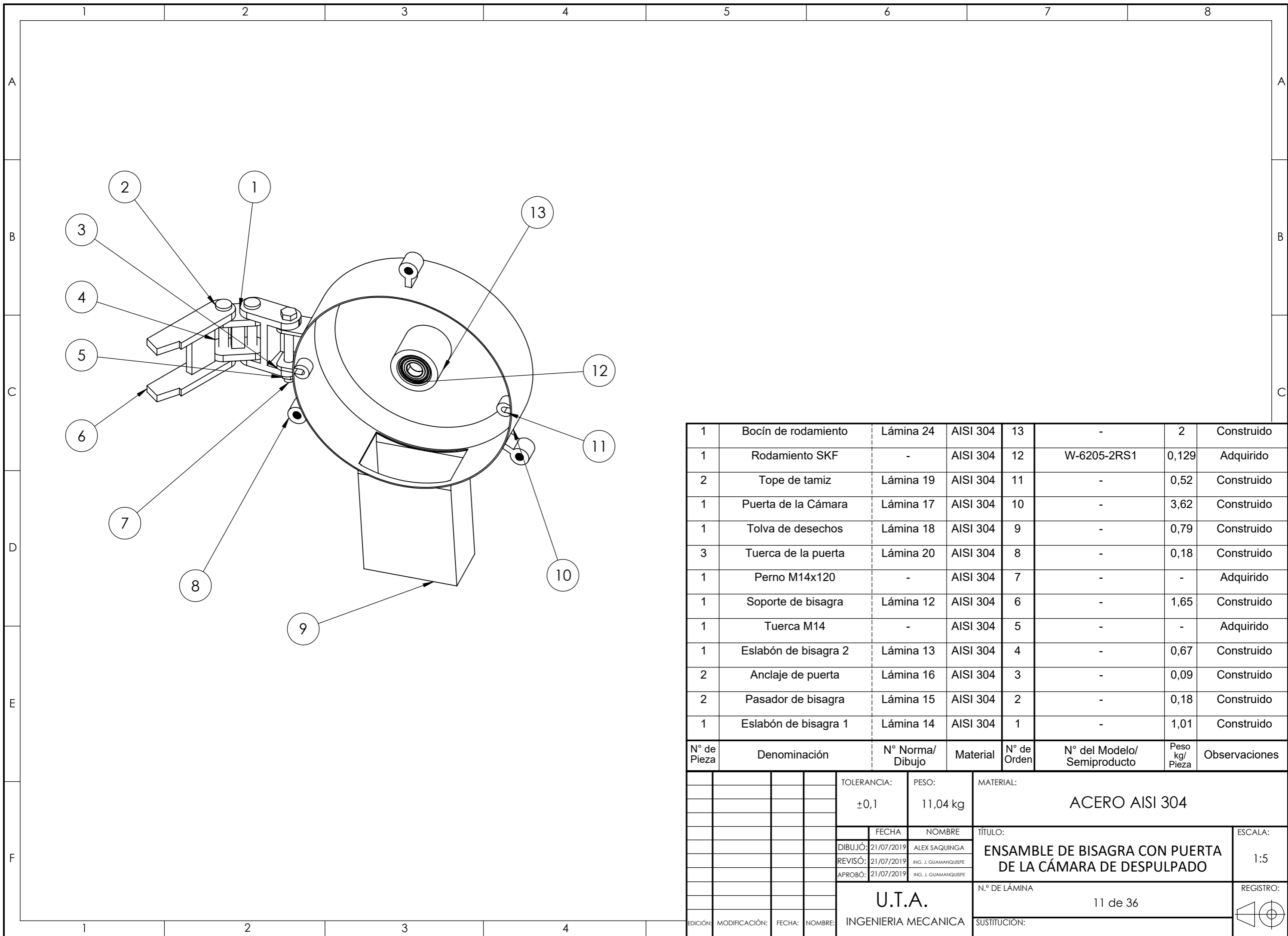
D

E

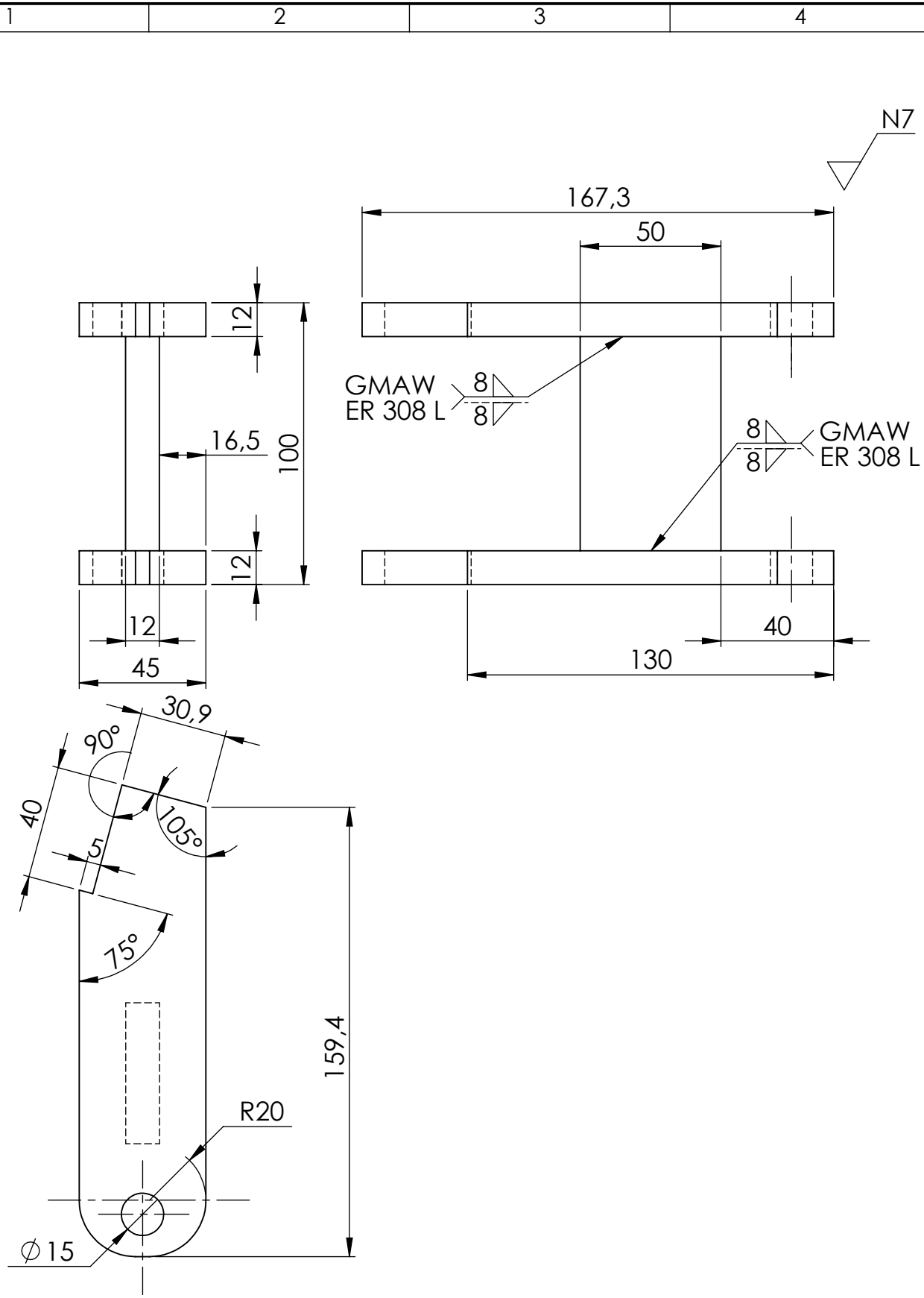


Platina 25 mm x 3 mm

				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,98 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: ESTRUCTURA DE PUERTA LATERAL DE LA CÁMARA DE DESPULPADO	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 19/07/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 19/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 19/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 10 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



1	Bocín de rodamiento	Lámina 24	AISI 304	13	-	2	Construido
1	Rodamiento SKF	-	AISI 304	12	W-6205-2RS1	0,129	Adquirido
2	Tope de tamiz	Lámina 19	AISI 304	11	-	0,52	Construido
1	Puerta de la Cámara	Lámina 17	AISI 304	10	-	3,62	Construido
1	Tolva de desechos	Lámina 18	AISI 304	9	-	0,79	Construido
3	Tuerca de la puerta	Lámina 20	AISI 304	8	-	0,18	Construido
1	Perno M14x120	-	AISI 304	7	-	-	Adquirido
1	Soporte de bisagra	Lámina 12	AISI 304	6	-	1,65	Construido
1	Tuerca M14	-	AISI 304	5	-	-	Adquirido
1	Eslabón de bisagra 2	Lámina 13	AISI 304	4	-	0,67	Construido
2	Anclaje de puerta	Lámina 16	AISI 304	3	-	0,09	Construido
2	Pasador de bisagra	Lámina 15	AISI 304	2	-	0,18	Construido
1	Eslabón de bisagra 1	Lámina 14	AISI 304	1	-	1,01	Construido
N° de Pieza	Denominación	N° Norma/ Dibujo	Material	N° de Orden	N° del Modelo/ Semiproducto	Peso kg/ Pieza	Observaciones
			TOLERANCIA: ±0,1		PESO: 11,04 kg		MATERIAL: ACERO AISI 304
			FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		ESCALA:
			DIBUJÓ: 21/07/2019	ALEX SAQUINGA	ENSAMBLE DE BISAGRA CON PUERTA DE LA CÁMARA DE DESPULPADO		1:5
			REVISÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
			APROBÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
			U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA	11 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCION:			



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 1,65 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: SOPORTE DE LA BISAGRA	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 27/05/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 12 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

1

2

3

4

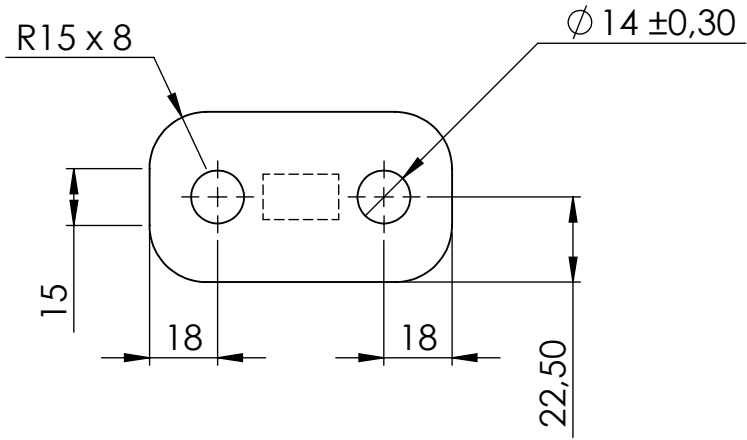
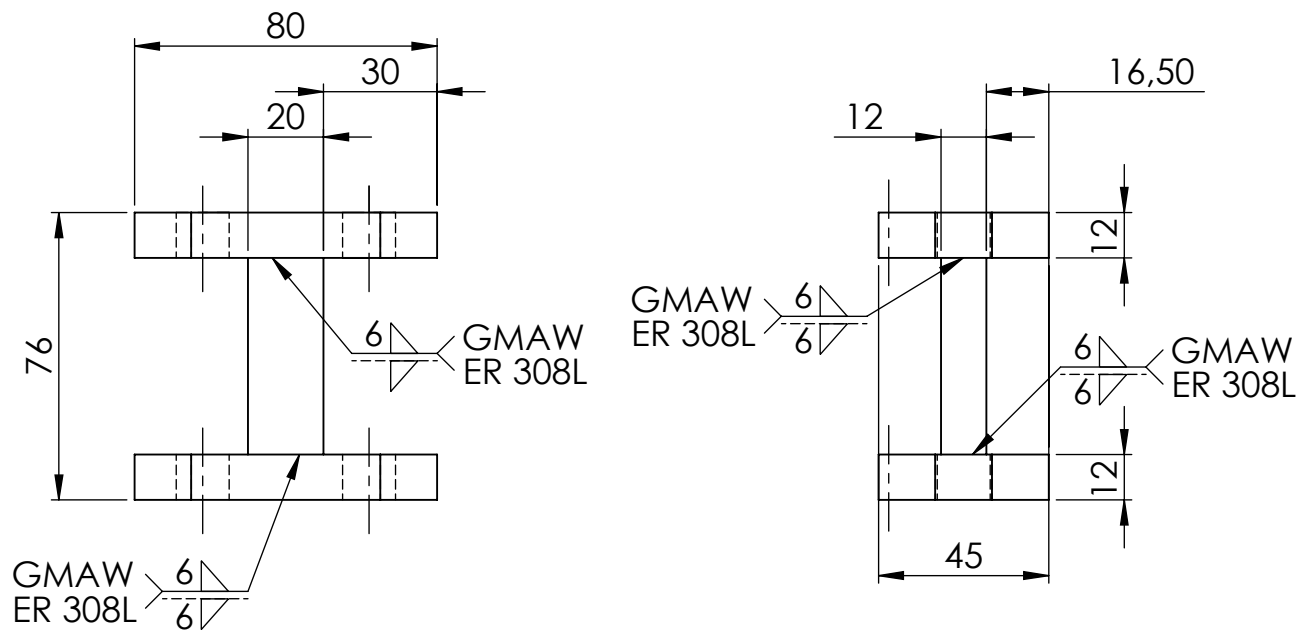
A

B

C

D

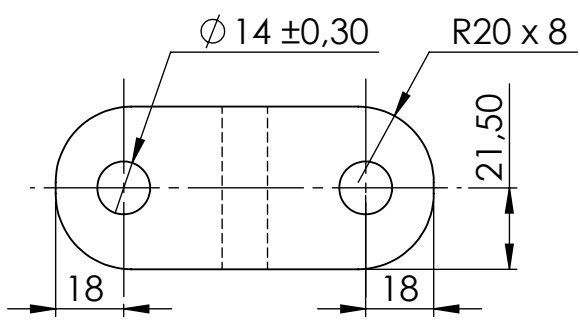
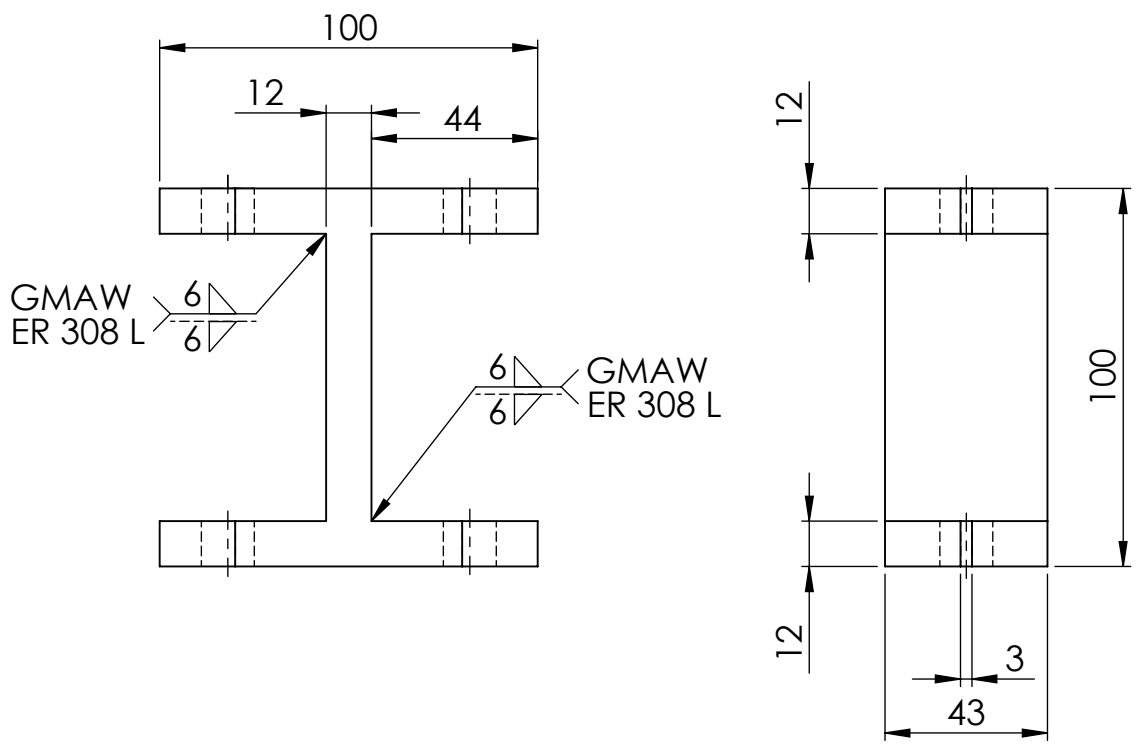
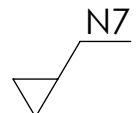
E



				TOLERANCIA: $\pm 0,1$	PESO: 0,67 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: ESLABÓN DE BISAGRA 2	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 27/05/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 13 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

1 2 3 4

A
B
C
D
E



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 1,01 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: ESLABÓN DE BISAGRA 1	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 21/07/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 14 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

1

2

3

4

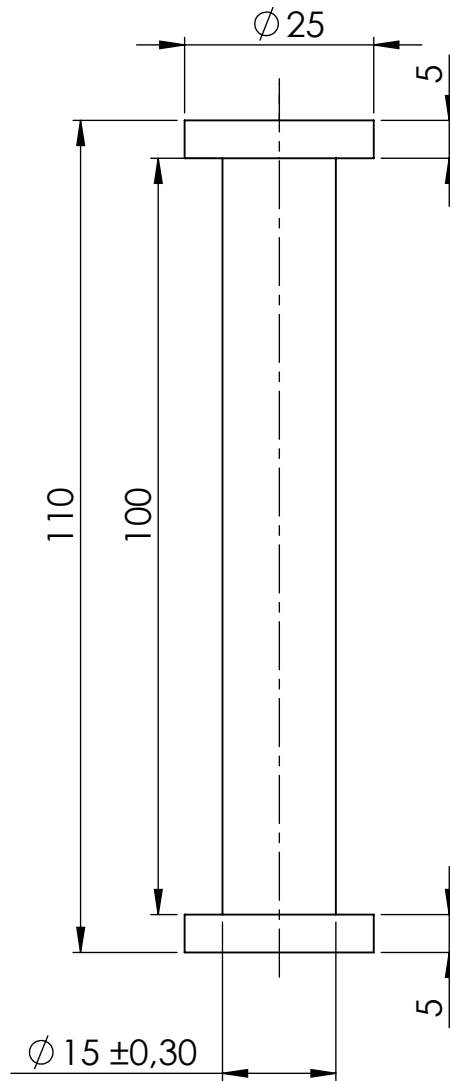
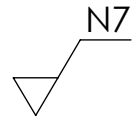
A

B

C

D

E



				TOLERANCIA: $\pm 0,1$	PESO: 0,18 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				DIBUJÓ:	19/07/2019	ALEX SAQUINGA	PASADOR DE LA BISAGRA
				REVISÓ:	19/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE	
				APROBÓ:	19/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE	
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	ESCALA:
				INGENIERIA MECANICA		15 de 36	1:1
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	REGISTRO:

1

2

3

4

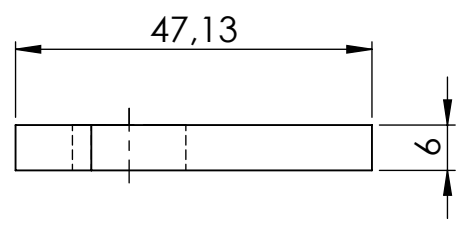
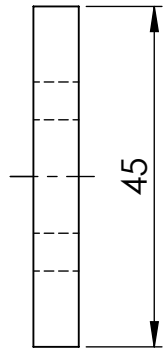
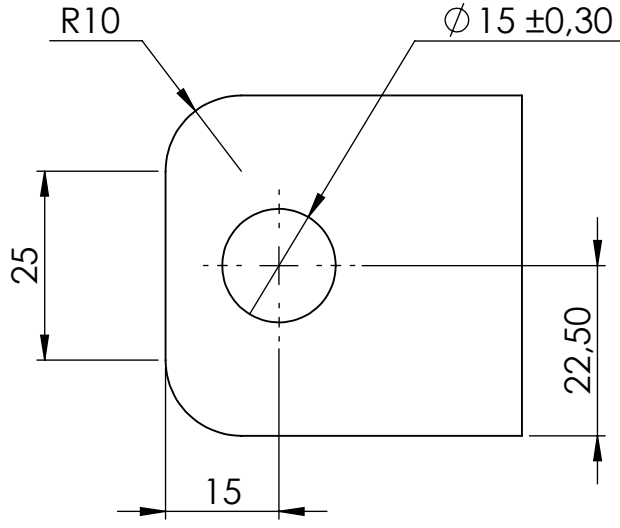
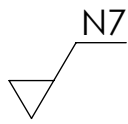
A

B

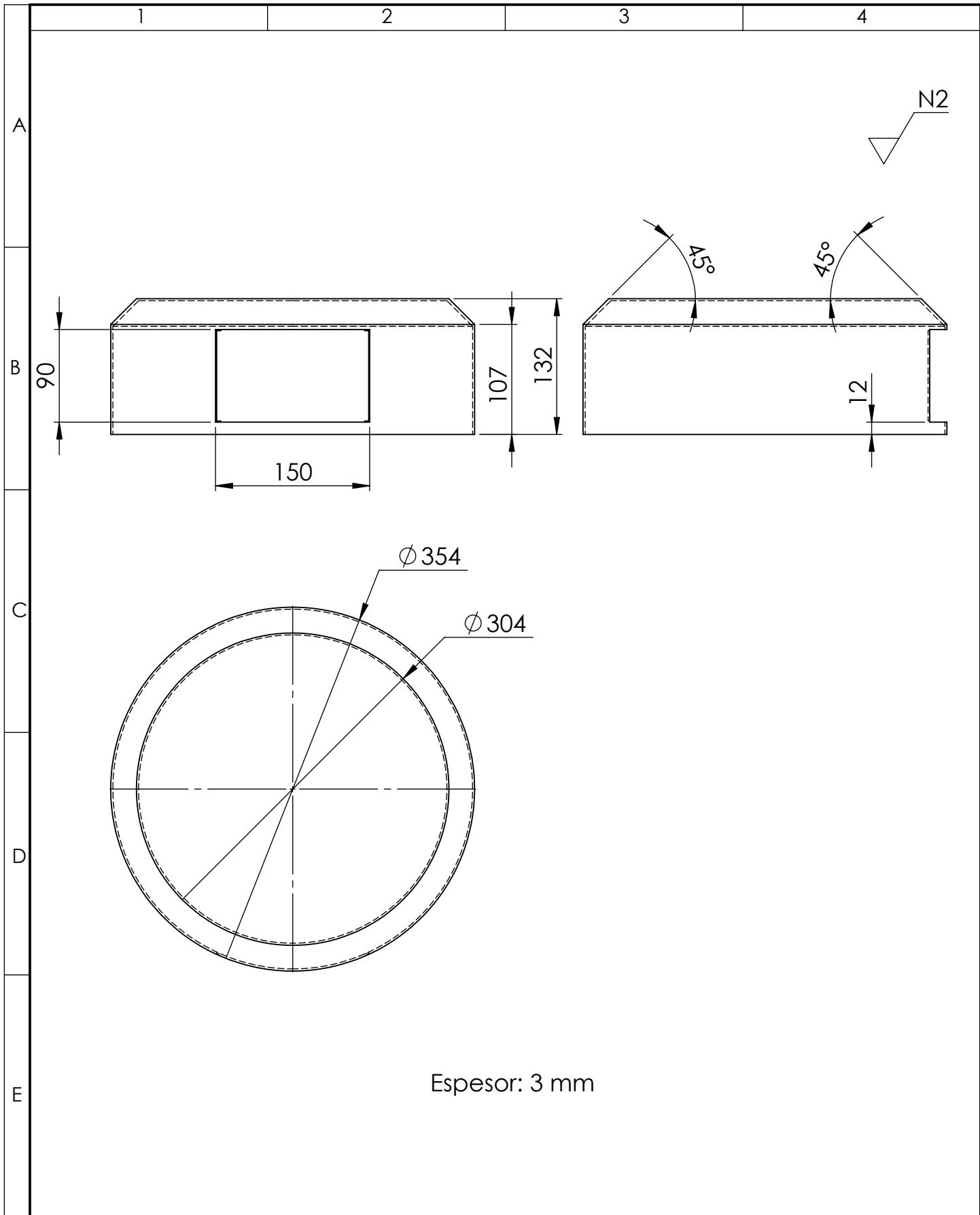
C

D

E



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,091 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: ANCLAJE DE PUERTA	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 16 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 3,62 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: PUERTA DE LA CÁMARA DE DESPULPADO	ESCALA: 1:10
				DIBUJÓ: 27/05/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 17 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

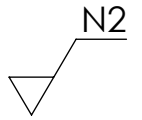
1

2

3

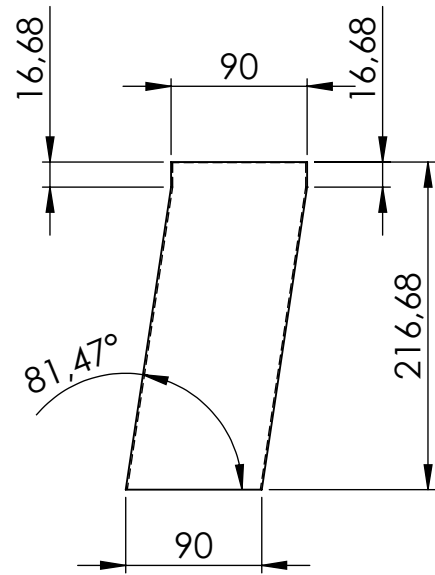
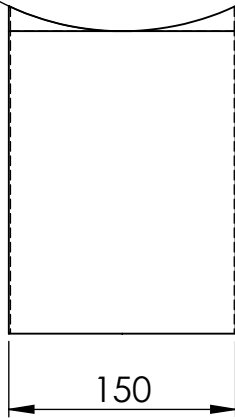
4

A

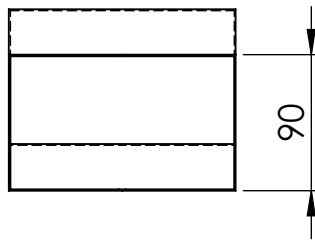


B

R177



C



D

Espesor: 2 mm

E

				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,79 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: TOLVA DE DESECHOS	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 21/07/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 18 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

1

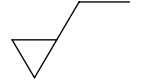
2

3

4

A

N7

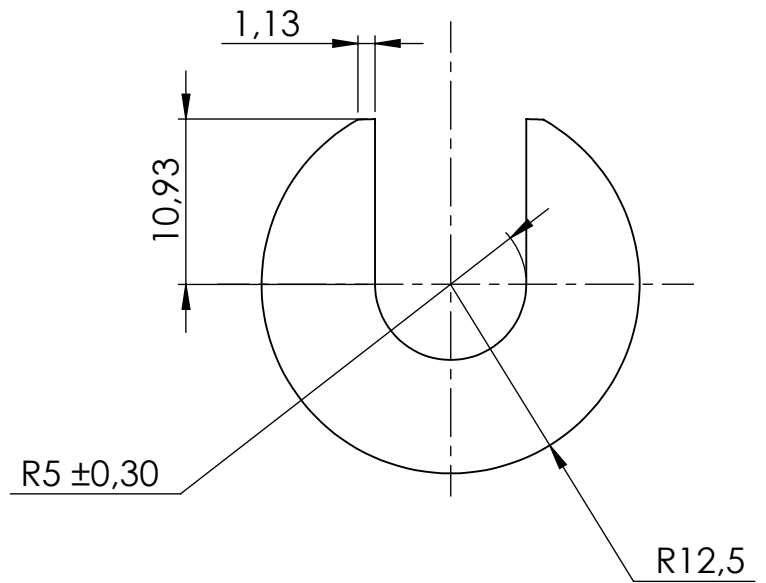
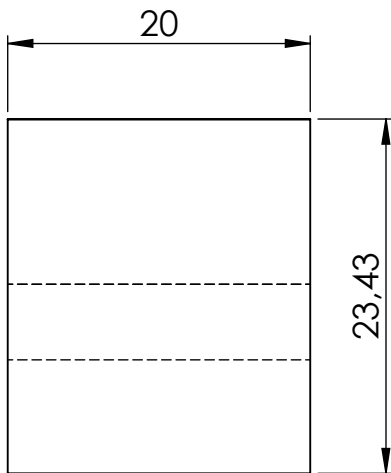


B

C

D

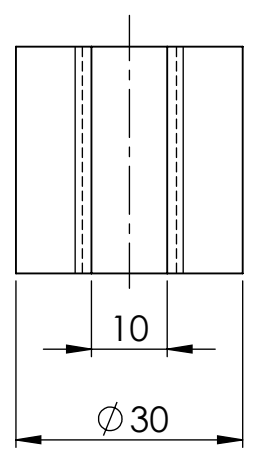
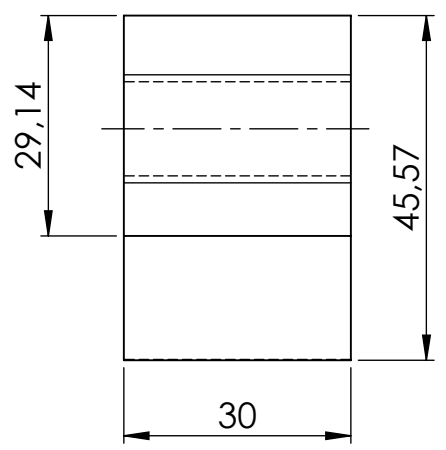
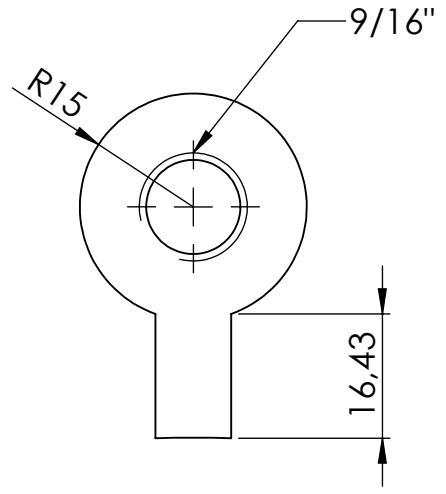
E



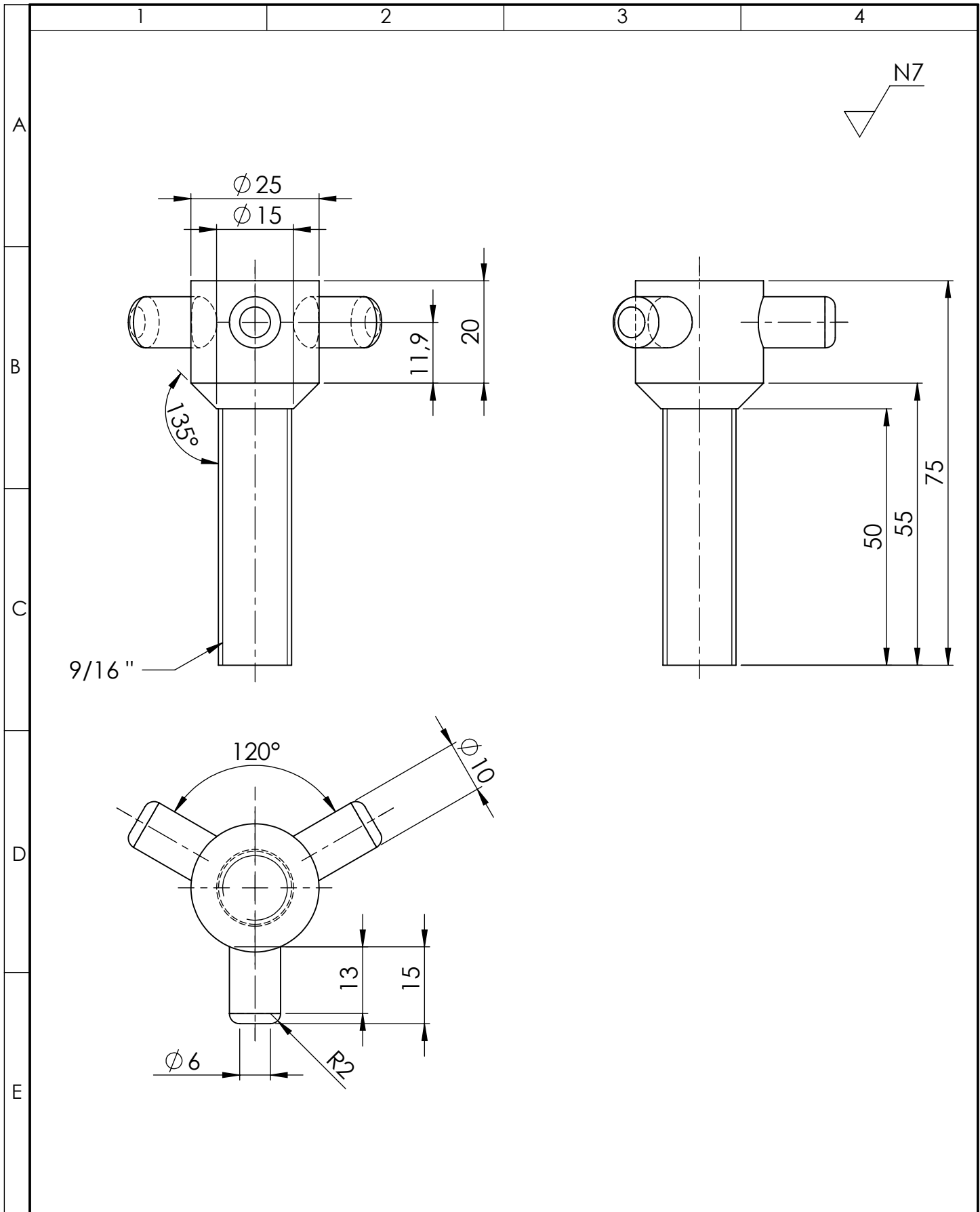
				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,052 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: TOPE DE TAMIZ	ESCALA: 2:1
				DIBUJÓ: 27/05/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 19 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

1 2 3 4

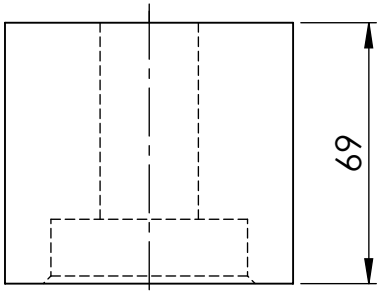
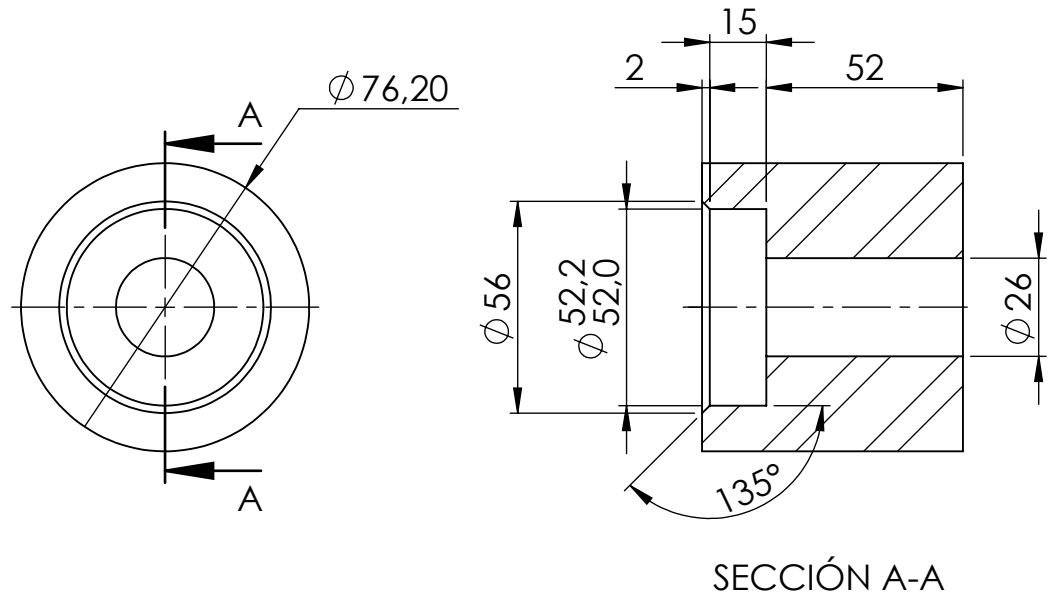
A
B
C
D
E



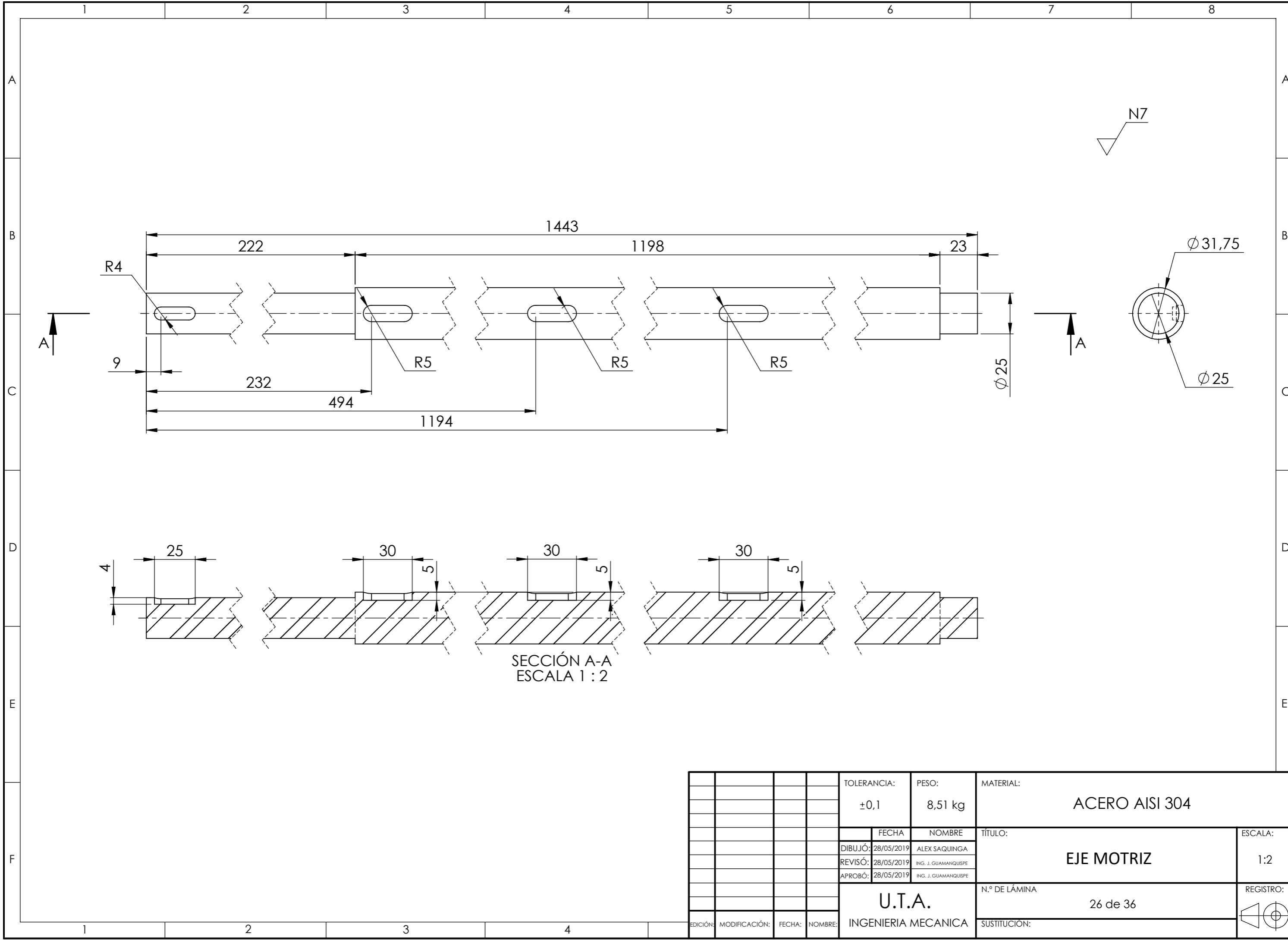
				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,18 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: TUERCA DE LA PUERTA	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 20 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,18 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: PERNO ASEGURADOR DE LA PUERTA	ESCALA: 1:1
						N.º DE LÁMINA 21 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCIÓN:	
				DIBUJÓ: 27/05/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 27/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		

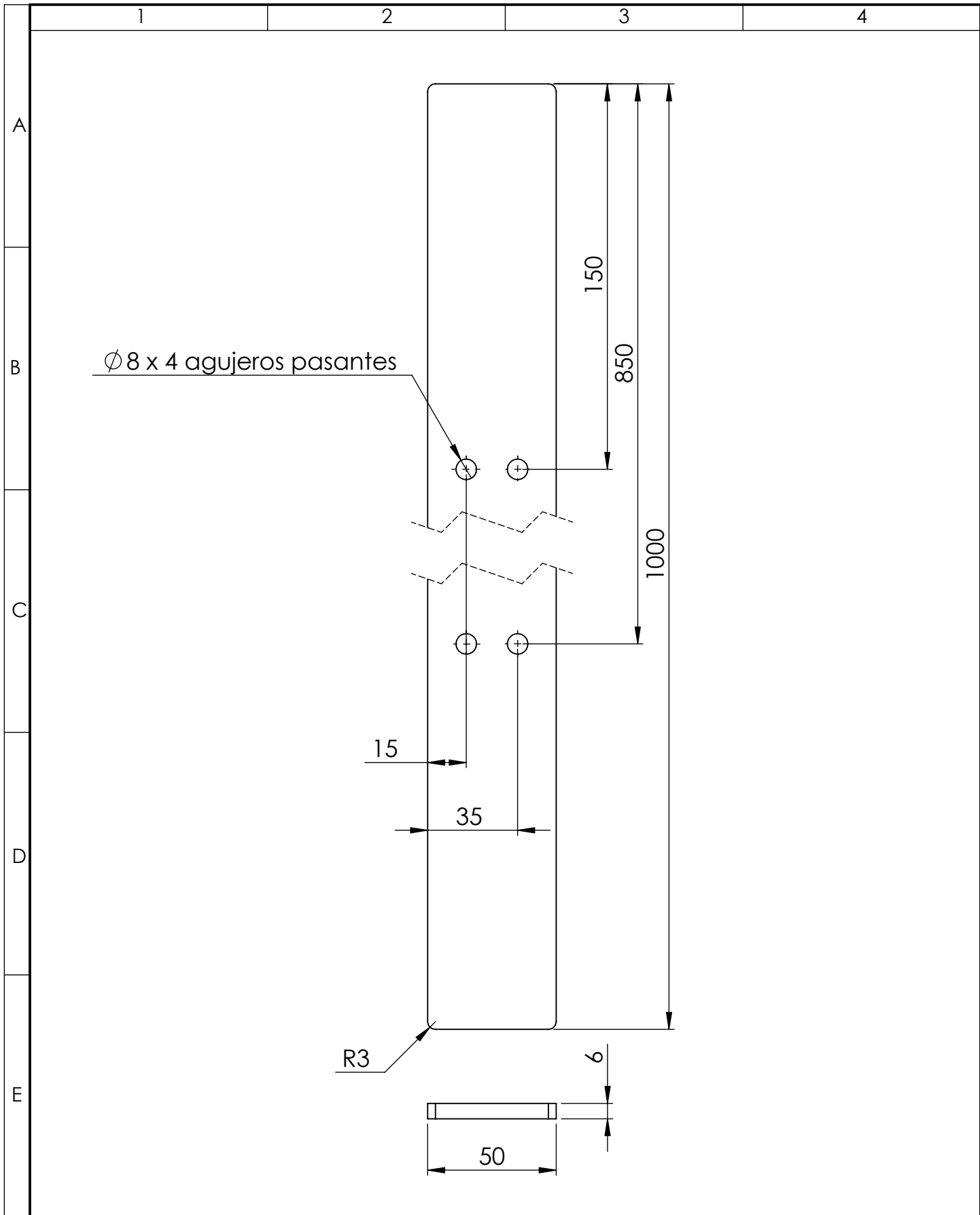


				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 2,0 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: BOCÍN DEL RODAMIENTO	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 24 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

TOLERANCIA:		PESO:	MATERIAL:	
±0,1		8,51 kg	ACERO AISI 304	
FECHA:		NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
DIBUJÓ:	28/05/2019	ALEX SAQUINGA	EJE MOTRIZ	1:2
REVISÓ:	28/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
APROBÓ:	28/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
U.T.A.			N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
INGENIERIA MECANICA			26 de 36	◀ ⊕
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 1,5 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: PALETA	ESCALA: 1:10
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 27 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

1

2

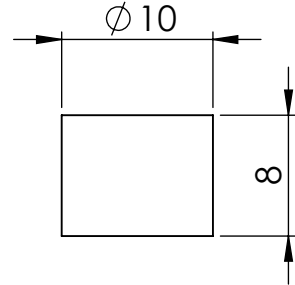
3

4

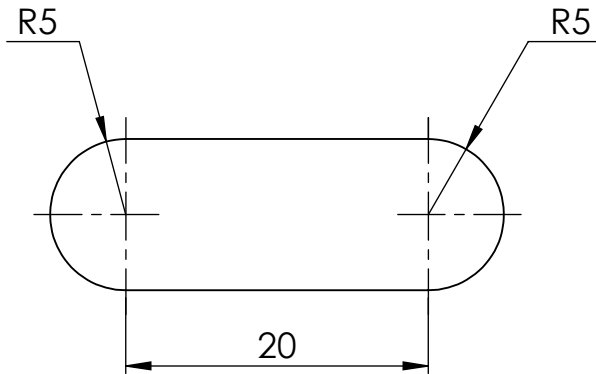
A



B



C



D

E

				TOLERANCIA: $\pm 0,1$	PESO: 18 g	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						ESCALA: 2:1	
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA	TÍTULO: CHAVETA DE SISTEMA DE CORTE	
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA 28 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCIÓN:	

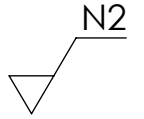
1

2

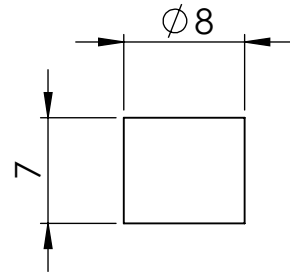
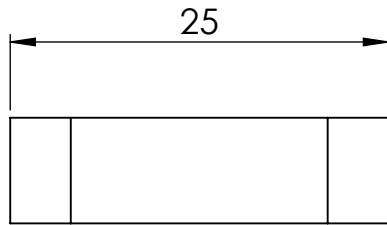
3

4

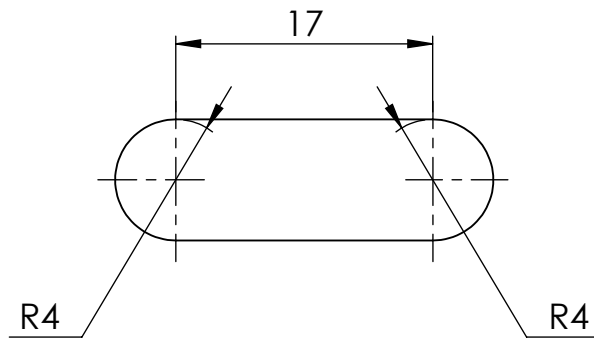
A



B



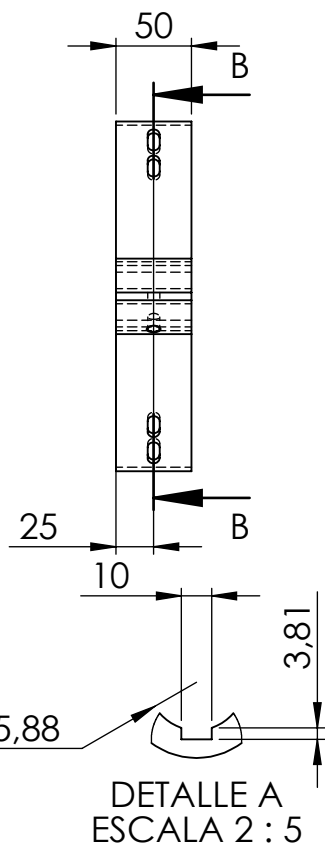
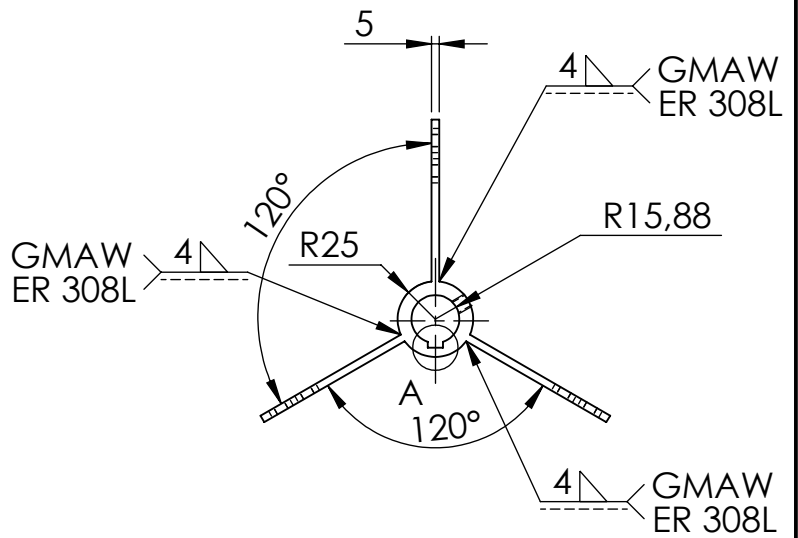
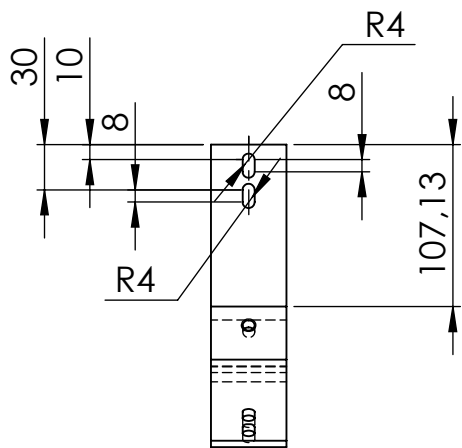
C



D

E

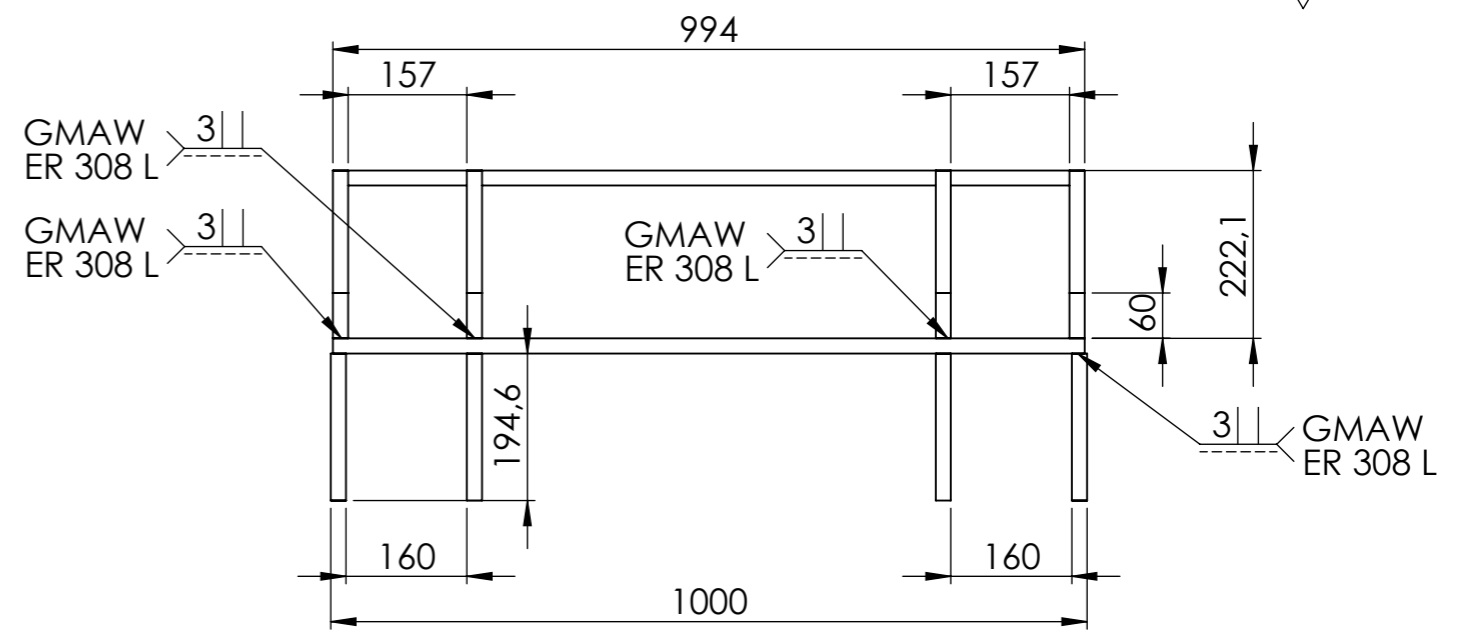
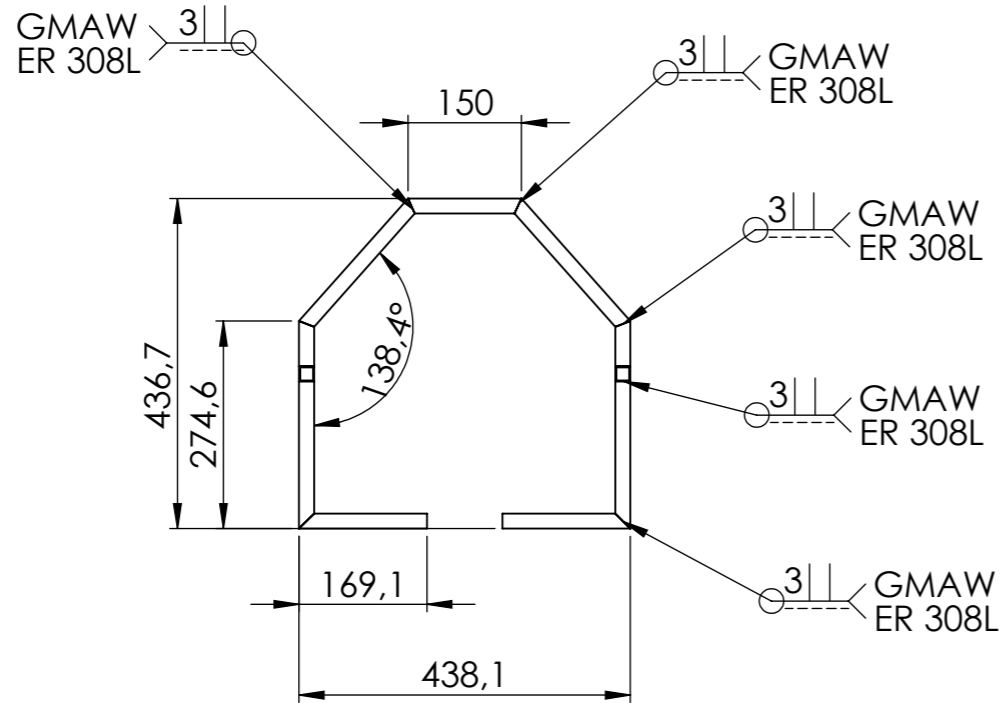
				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 10 g	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: CHAVETA DE POLEA	ESCALA: 2:1
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 29 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



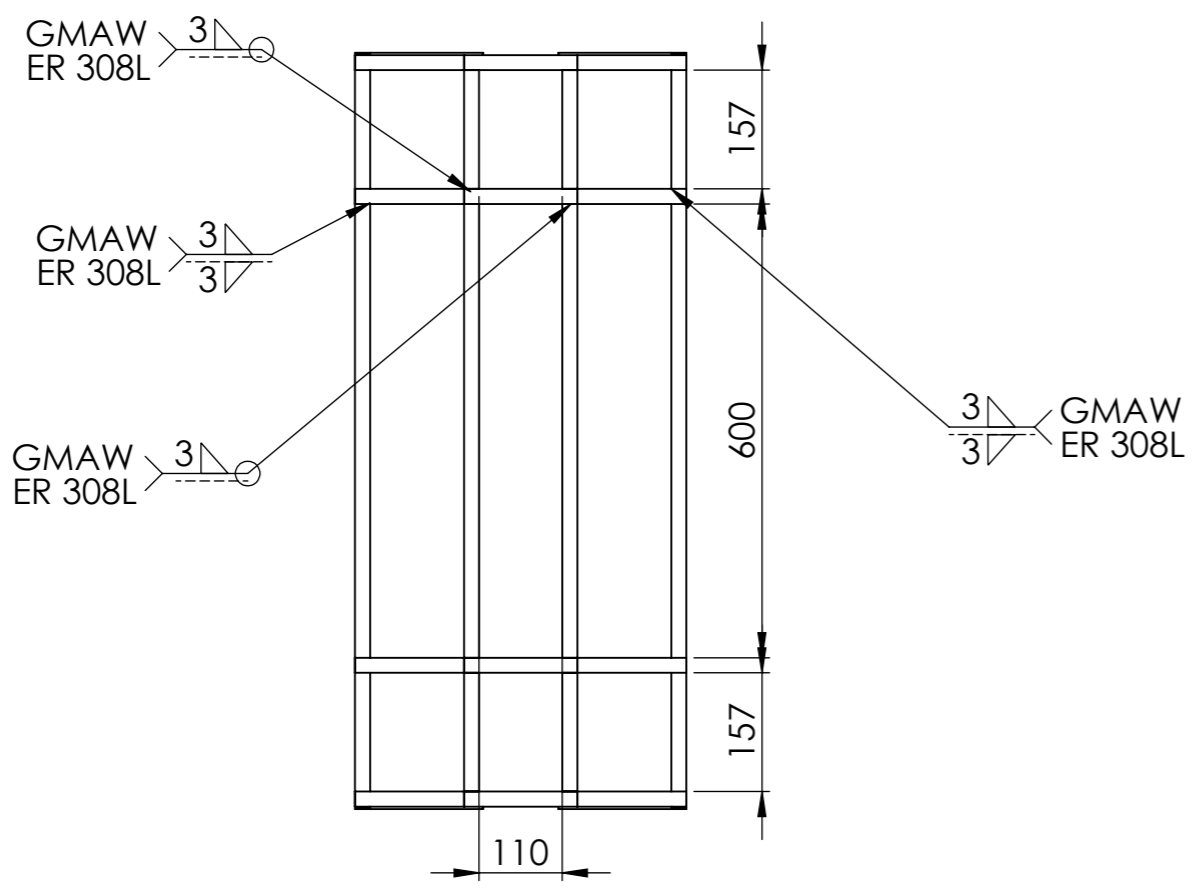
3/8 " Roscas Standard

SECCIÓN B-B

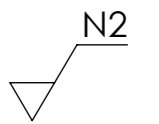
				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 1,07 kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: SOPORTE DE PALETAS	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 30 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

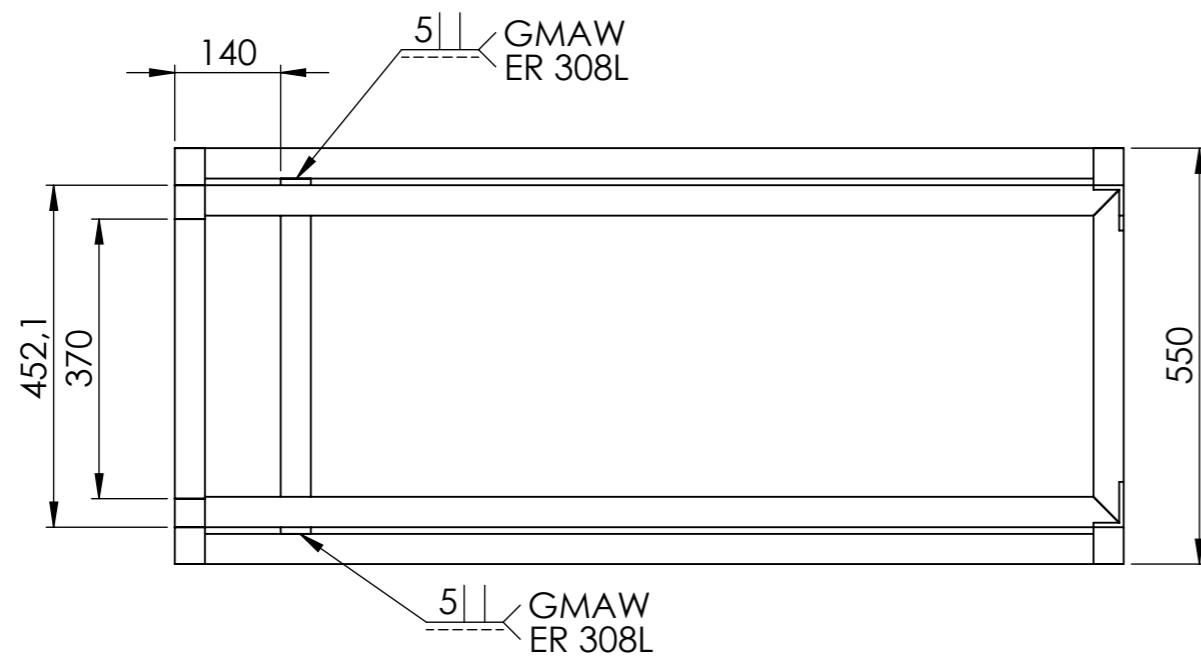
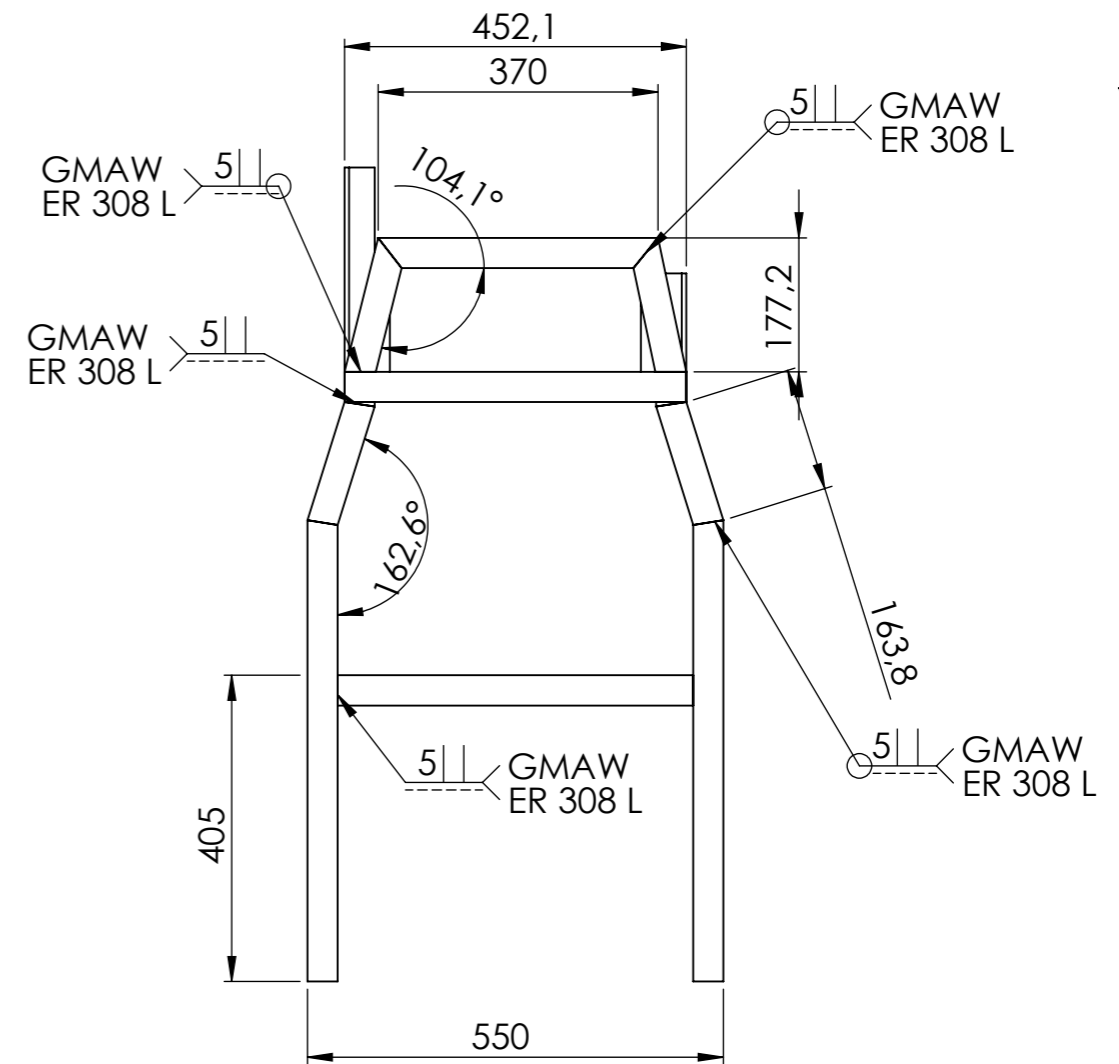
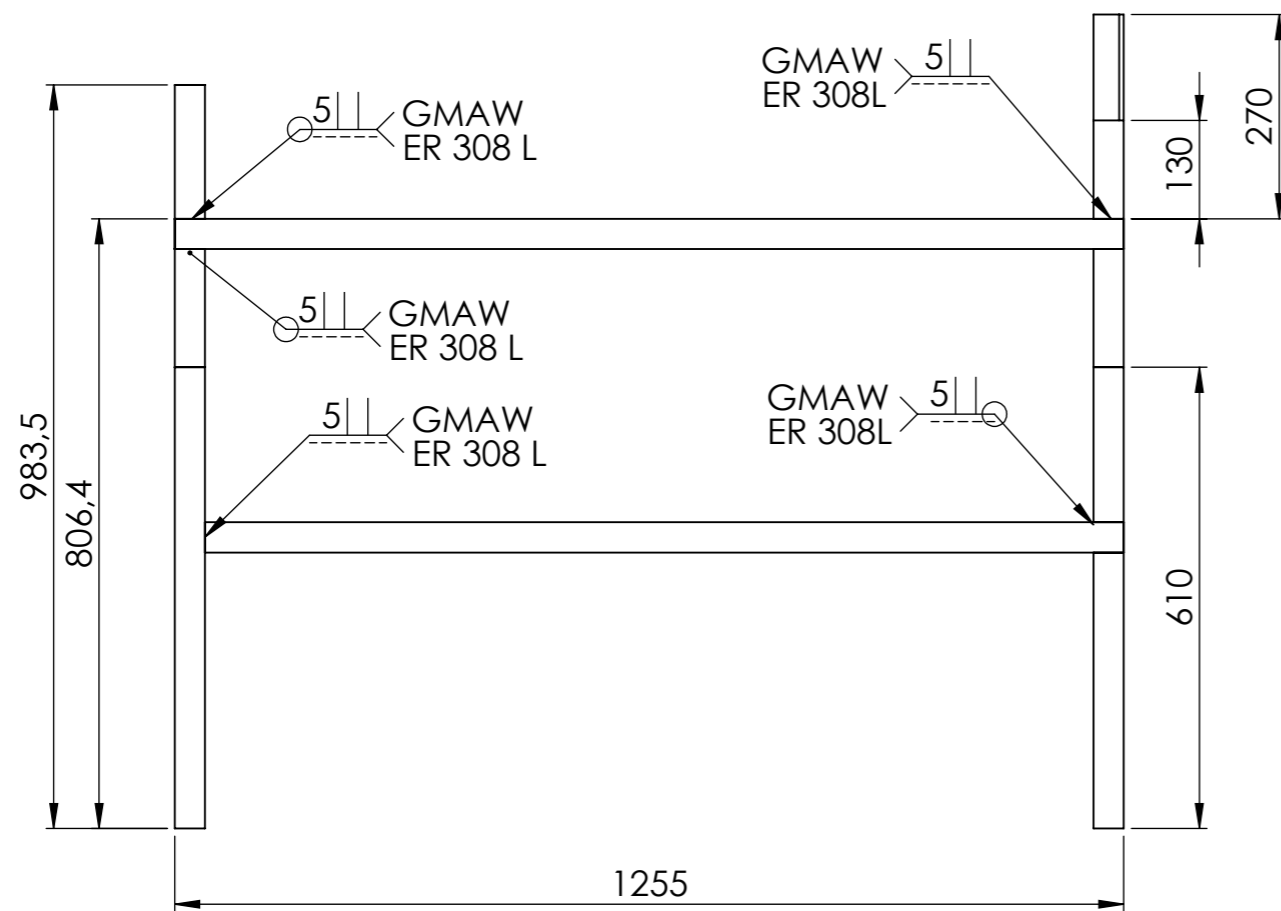


Material: Tubo cuadrado 20 x 1,5 mm

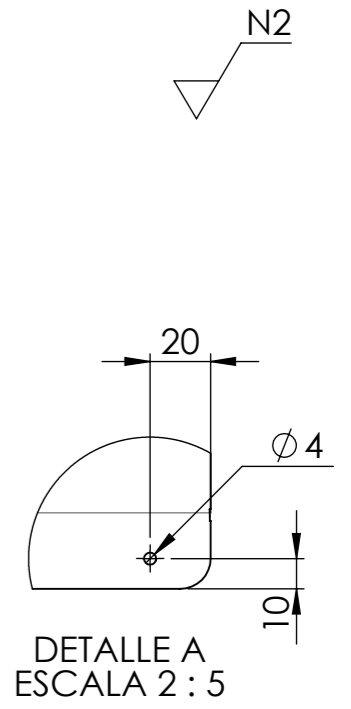
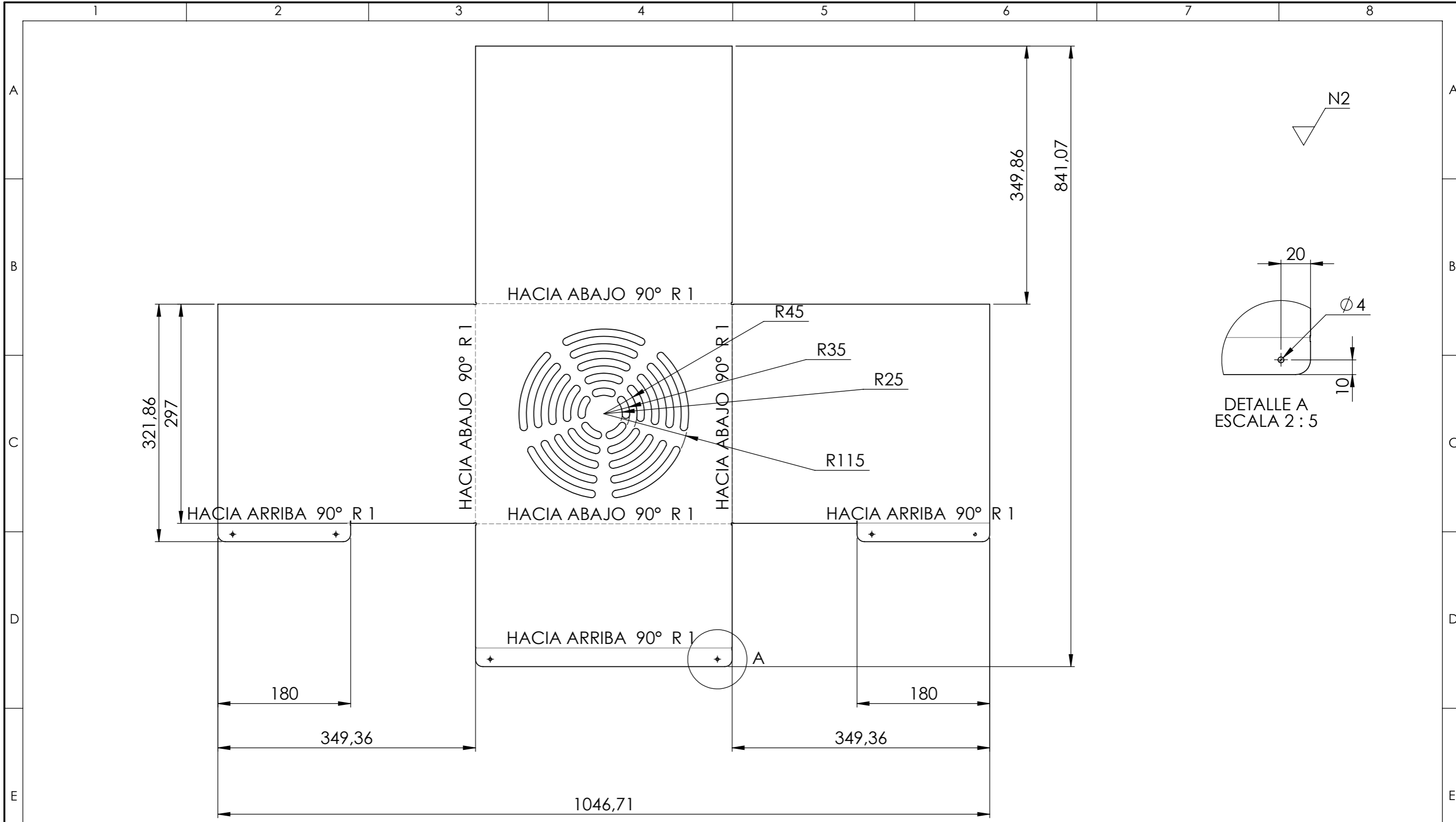


TOLERANCIA:		PESO:	MATERIAL:	
±0,1		7,69 kg	ACERO AISI 304	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:
DIBUJÓ:	21/07/2019	ALEX SAQUINGA		ESTRUCTURA DE LA CÁMARA DE DESPULPADO
REVISÓ:	21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
APROBÓ:	21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
U.T.A.			N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
INGENIERIA MECANICA			31 de 36	1:10
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:

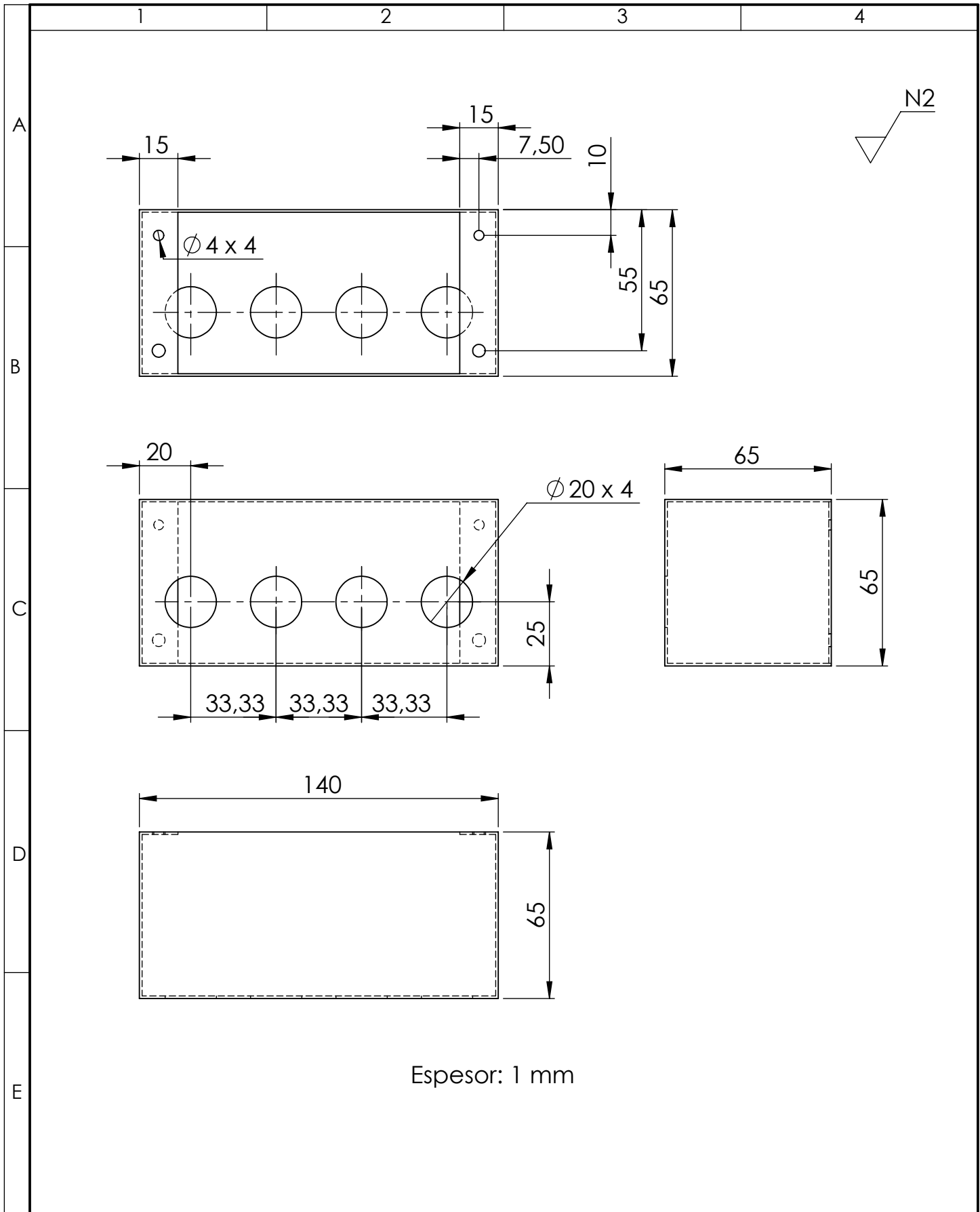




TOLERANCIA:		PESO:	MATERIAL:	
±0,1		40,59 kg	ACERO AISI 304	
FECHA		NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
DIBUJÓ:	28/05/2019	ALEX SAQUINGA	ESTRUCTURA	1:10
REVISÓ:	28/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
APROBÓ:	28/05/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
U.T.A.			N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
INGENIERIA MECANICA			32 de 36	◀ ⊕
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:

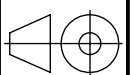


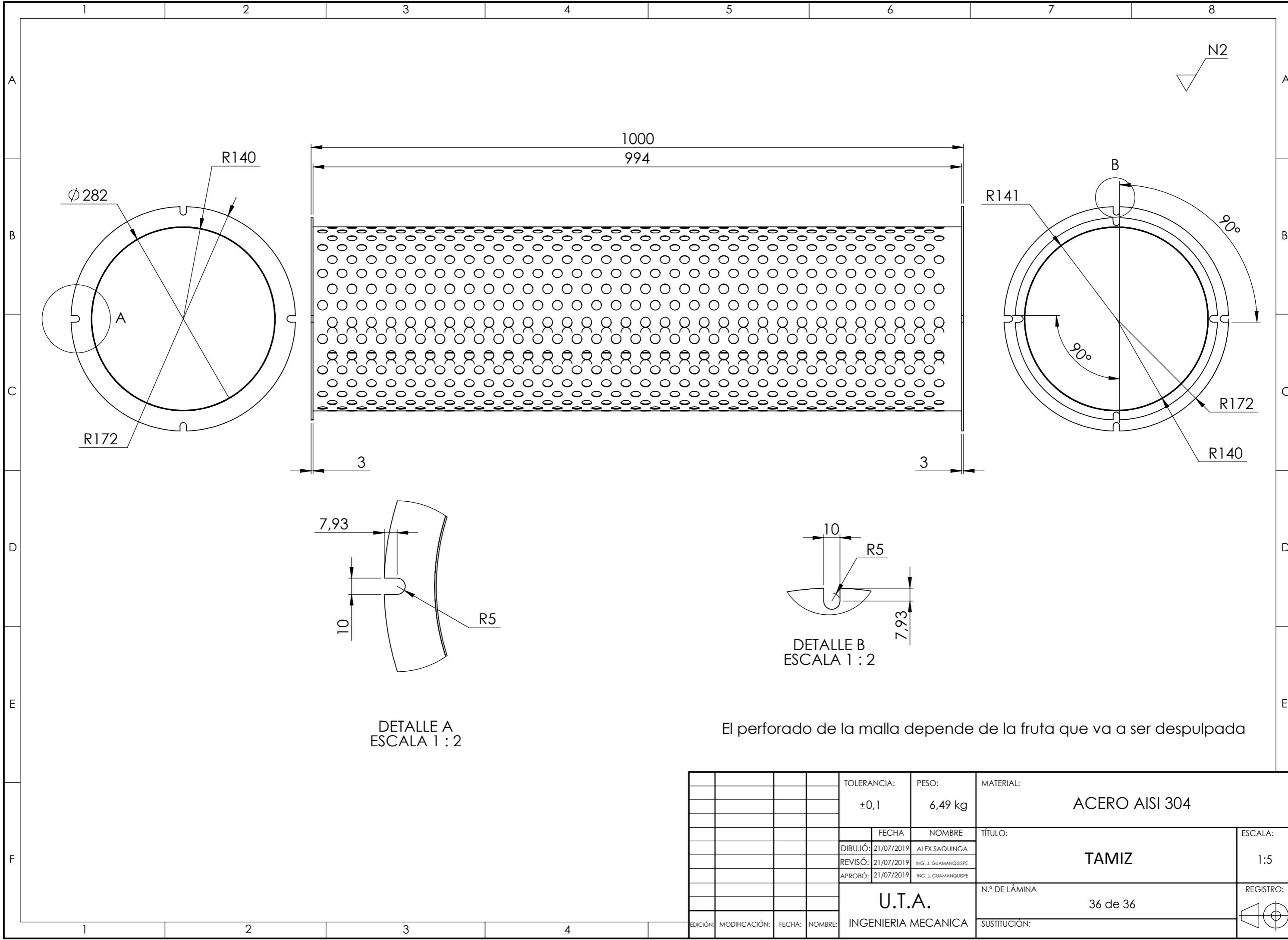
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0,1	3,93 kg	ACERO AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA	PROTECTOR DE MOTOR	1:5
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
						34 de 36	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



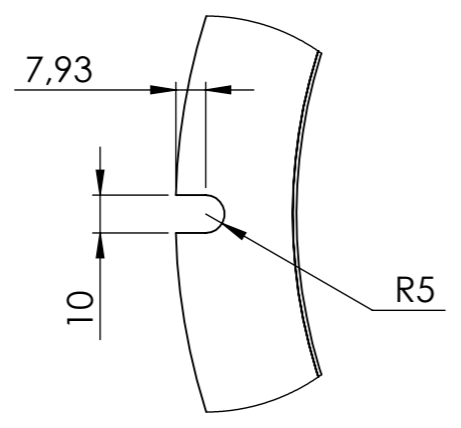
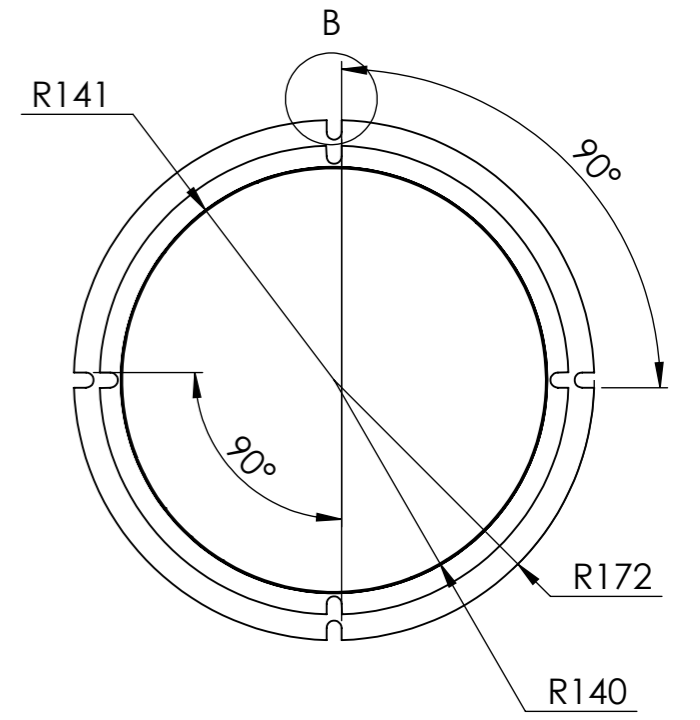
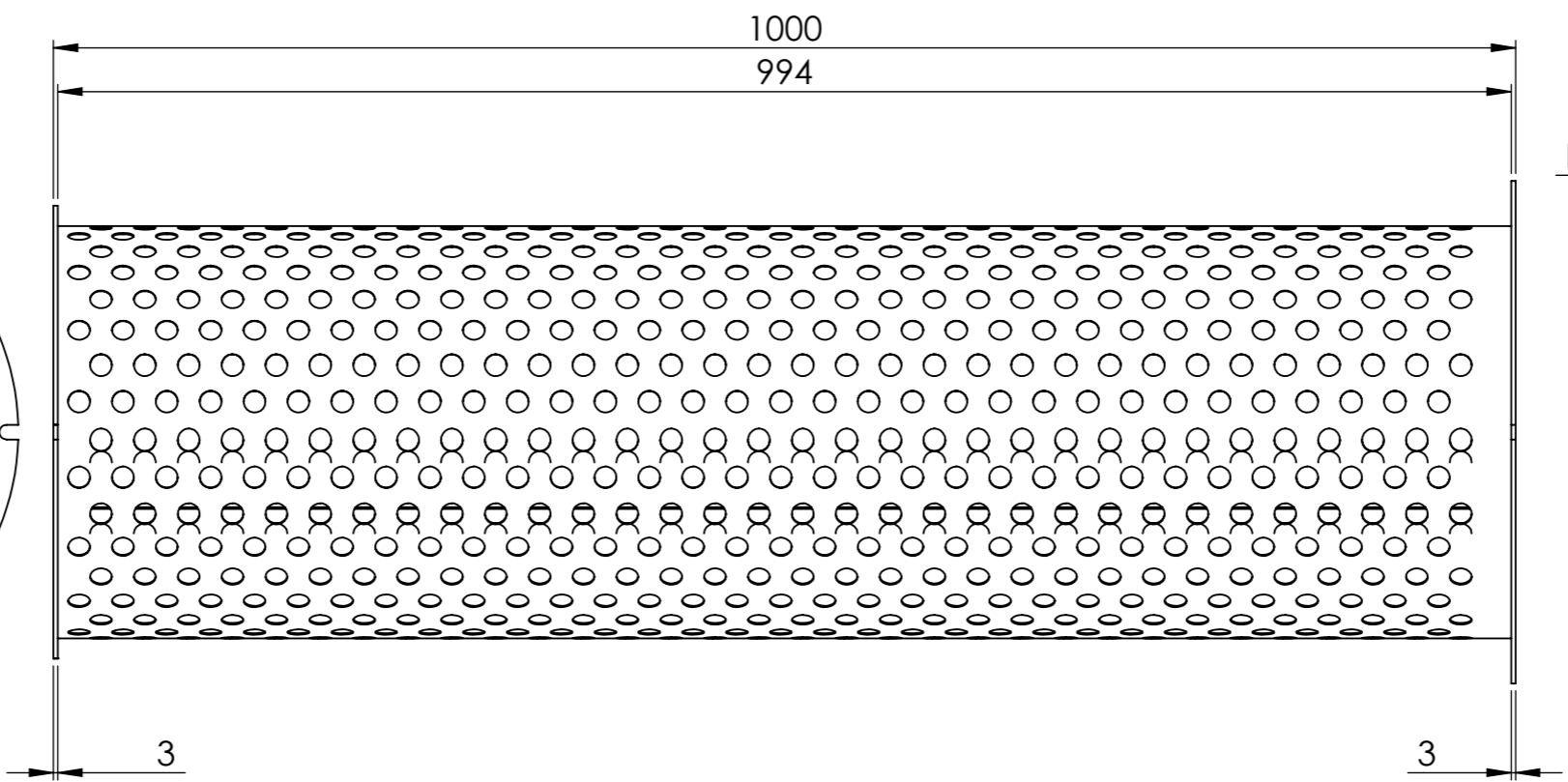
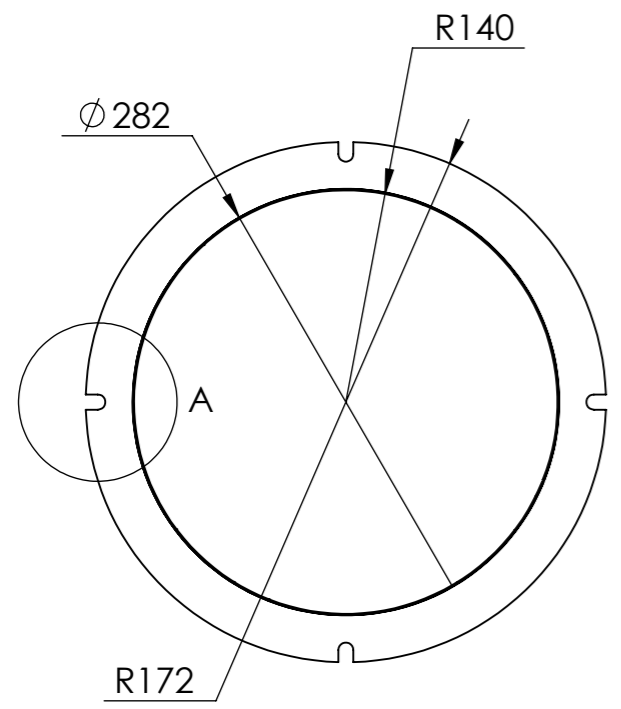
Espesor: 1 mm

				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 0,28kg	MATERIAL: ACERO AISI 304	
						TÍTULO: TABLERO DE CONTROL	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 30/04/2019	ALEX SAQUINGA		
				REVISÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				APROBÓ: 30/04/2019	ING. J. GUAMANQUISPE		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA 35 de 36	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

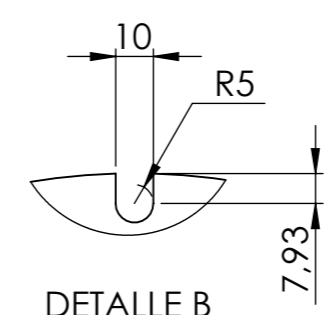




N2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

El perforado de la malla depende de la fruta que va a ser despulpada

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±0,1	6,49 kg	ACERO AISI 304		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		ESCALA:
				DIBUJÓ: 21/07/2019	ALEX SAQUINGA	TAMIZ		1:5
				REVISÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
				APROBÓ: 21/07/2019	ING. J. GUAMANQUISPE			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:	
						36 de 36		
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:		