



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DOSIFICADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA USO
GASTRONÓMICO CON CAPACIDAD DE 25000 [cm³] PARA
ELABORAR SUSPIROS A PARTIR DE MASA TIPO FRANCÉS O
SUIZA EN TAMAÑOS PEQUEÑOS Y GRANDES”**

Trabajo de Integración Curricular:

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTORES:

PAULO CÉSAR ZAPATA BAZANTES

EDWIN PAÚL CAISAGUANO VILLA

Riobamba - Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DOSIFICADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA USO
GASTRONÓMICO CON CAPACIDAD DE 25000 [cm³] PARA
ELABORAR SUSPIROS A PARTIR DE MASA TIPO FRANCÉS O
SUIZA EN TAMAÑOS PEQUEÑOS Y GRANDES”**

Trabajo de Integración Curricular:

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTORES: PAULO CÉSAR ZAPATA BAZANTES

EDWIN PAÚL CAISAGUANO VILLA

DIRECTOR: Ing. JORGE ISAÍAS CAICEDO REYES

Riobamba - Ecuador

2021

©2021, Paulo César Zapata Bazantes y Edwin Paúl Caisaguano Villa.

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, Paulo César Zapata Bazantes y Edwin Paúl Caisaguano Villa, declaramos que el presente trabajo de integración curricular es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 08 de julio del 2021



Paulo César Zapata Bazantes
C.I. 020246574-6



Edwin Paúl Caisaguano Villa
C.C. 060306160-7

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE MECÁNICA

El tribunal del trabajo de integración curricular certifica que: El trabajo de integración curricular: Tipo: Proyecto Técnico, **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA USO GASTRONÓMICO CON CAPACIDAD DE 25000 [cm³] PARA ELABORAR SUSPIROS A PARTIR DE MASA TIPO FRANCÉS O SUIZA EN TAMAÑOS PEQUEÑOS Y GRANDES**, realizado por los señores: **PAULO CÉSAR ZAPATA BAZANTES** y **EDWIN PAÚL CAISAGUANO VILLA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del trabajo de integración curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		<u>2021 - 07 - 08</u>
Ing. Jorge Isaiás Caicedo Reyes DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		<u>2021 - 07 - 08</u>
Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba MIEMBRO DEL TRIBUNAL		<u>2021 - 07 - 08</u>

DEDICATORIA

Este presente trabajo de integración curricular se la dedico con mucho amor a mis padres, quienes me apoyaron en todo momento para lograr este objetivo en mi vida, por el esfuerzo y sacrificio que me han brindado en cada momento para llegar a ser un profesional. A mi novia, que ha sido la persona que me ha impulsado en los momentos buenos y malos, brindándome su apoyo y amor incondicional en todo momento para lograr las metas propuestas. A todas aquellas personas que confiaron en mi para lograr este objetivo y poder desempeñarme en el ámbito laboral y social.

Paulo César Zapata Bazantes

Quiero dedicar presente Trabajo de Titulación a mi familia, mis padres y hermanos, pilares fundamentales en mi vida, que con su ejemplo de superación y constancia han sabido inculcarme buenos hábitos para hacer de mí un hombre de bien y de servicio a la sociedad.

Edwin Paúl Caisaguano Villa

AGRACEDIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela de Ingeniería Mecánica y a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, por darme la oportunidad de obtener mi profesión a partir de conocimientos y experiencias brindadas por parte de sus docentes.

A Dios por darme la oportunidad de alcanzar esta meta, a mis padres por su apoyo en todo momento, a mi novia por la ayuda y apoyo que me ha brindado para seguir adelante en cada instante.

A mi director y miembro de tesis que me han guiado y me han impartido sus conocimientos para lograr culminar mi trabajo de titulación.

Paulo César Zapata Bazantes

Quiero agradecer en primer lugar a Dios, quien me supo proteger y acompañar en todo momento, a mis Padres, que con su sacrificio me brindaron la oportunidad de poder estudiar y forjarme un mejor porvenir, a mis hermanos quienes supieron apoyarme todo el tiempo para que no desmaye y logre terminar una meta más en mi vida.

Edwin Paúl Caisaguano Villa

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xxi
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xxviii
ÍNDICE DE ANEXOS	xxix
RESUMEN	xxx
SUMMARY	xxxi
INTRODUCCIÓN	1

CAPITULO I

1.	DIAGNOSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1.	Antecedentes.	2
1.2.	Delimitación	3
1.2.1.	<i>Delimitación Espacial.....</i>	<i>3</i>
1.2.2.	<i>Delimitación Sectorial</i>	<i>3</i>
1.3.	Formulación del Problema	4
1.4.	Justificación.....	4
1.4.1.	<i>Justificación teórica</i>	<i>4</i>
1.4.2.	<i>Justificación metodológica</i>	<i>4</i>
1.4.3.	<i>Justificación práctica.....</i>	<i>5</i>
1.5.	Alcance.....	5
1.6.	Objetivos.....	5
1.6.1.	<i>Objetivo general</i>	<i>5</i>
1.6.2.	<i>Objetivos específicos</i>	<i>5</i>

CAPITULO II

2.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	7
2.1.	Marco Conceptual	7
2.1.1.	<i>Máquina</i>	<i>7</i>
2.1.2.	<i>Máquina dosificadora de suspiros</i>	<i>7</i>
2.1.3.	<i>Mecanismo de la máquina.....</i>	<i>7</i>
2.1.4.	<i>Materiales grado alimenticio de la máquina</i>	<i>8</i>

2.1.5.	<i>Sistema automatizado</i>	8
2.1.6.	<i>Merengue o suspiro</i>	9
2.1.7.	<i>Estrategia</i>	10
2.2.	Marco teórico	10
2.2.1.	<i>Diseño de elementos de máquinas</i>	11
2.2.1.1.	<i>Diseño a carga estática</i>	11
2.2.1.2.	<i>Diseño a fatiga</i>	14
2.2.2.	<i>Herramientas de diseño</i>	14
2.2.2.1.	<i>SOLIDWORKS</i>	14
2.2.2.2.	<i>ANSYS</i>	15
2.2.2.3.	<i>SAP2000</i>	15
2.2.2.4.	<i>FRAME DESIGN</i>	15
2.2.2.5.	<i>LOGO</i>	16
2.2.3.	<i>Máquinas dosificadoras de merengues</i>	16
2.2.3.1.	<i>Máquina dosificadora de engranes externos</i>	16
2.2.3.2.	<i>Máquina dosificadora de tornillo sin fin</i>	17
2.2.3.3.	<i>Máquina dosificadora de pistón neumático</i>	17
2.2.4.	<i>Merengues</i>	18
2.2.4.1.	<i>Merengue francés</i>	18
2.2.4.2.	<i>Merengue italiano</i>	18
2.2.4.3.	<i>Merengue suizo</i>	19
2.2.5.	<i>Propiedades físicas del merengue</i>	19
2.2.6.	<i>Máquina</i>	20
2.2.7.	<i>Merengues en el Ecuador</i>	20
2.2.8.	<i>La innovación</i>	22
2.2.9.	<i>Boquillas</i>	22
2.2.10.	<i>Estrategia para el diseño</i>	24

CAPITULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	26
3.1.	Requerimientos funcionales y parámetros de diseño	26
3.1.1.	<i>La casa de calidad</i>	26
3.1.1.1.	<i>Voz del usuario</i>	26
3.1.1.2.	<i>Voz del ingeniero</i>	27
3.2.	Resultados de la matriz de calidad (QFD)	29
3.2.1.	<i>Nivel de automatización</i>	29

3.2.2.	<i>Costo</i>	29
3.2.3.	<i>Productividad y capacidad</i>	29
3.2.4.	<i>Normativa</i>	29
3.3.	Especificaciones técnicas	30
3.3.1.	<i>Especificaciones técnicas de la máquina de suspiros</i>	31
3.3.1.1.	<i>Especificación del producto</i>	32
3.4.	Diseño conceptual	32
3.4.1.	<i>Estructura funcional</i>	33
3.4.2.	<i>Definición de módulos</i>	33
3.5.	Evaluación de soluciones	34
3.5.1.	<i>Alternativas</i>	34
3.5.2.	<i>Criterios</i>	34
3.5.2.1.	<i>Método ordinal corregido de criterios ponderados</i>	35
3.6.	Criterios de selección de alternativas	35
3.7.	Estudio de alternativas	35
3.7.1.	<i>Etapa 1</i>	35
3.7.1.1.	<i>Opción 1: Motor de imán permanente</i>	36
3.7.1.2.	<i>Opción 2: Servomotor</i>	36
3.7.1.3.	<i>Opción 3: Motorreductor</i>	37
3.7.2.	<i>Etapa 2</i>	37
3.7.2.1.	<i>Opción 1: Dosificadora de engranes externos</i>	37
3.7.2.2.	<i>Opción 2: Dosificadora de tornillo sin fin</i>	38
3.7.2.3.	<i>Opción 3: Dosificadora por pistón</i>	39
3.7.3.	<i>Etapa 3</i>	39
3.7.3.1.	<i>Opción 1: Motor acoplado a una cadena</i>	39
3.7.3.2.	<i>Opción 2: Actuador neumático rotatorio</i>	40
3.7.3.3.	<i>Opción 3: Motor y electro embrague</i>	41
3.7.4.	<i>Etapa 4</i>	41
3.7.4.1.	<i>Opción 1: Motor con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia</i>	41
3.7.4.2.	<i>Opción 2: Actuador neumático</i>	42
3.7.4.3.	<i>Opción 3: Actuador hidráulico</i>	42
3.8.	Alternativas de solución	43
3.8.1.	<i>Alternativa 1</i>	44
3.8.2.	<i>Alternativa 2</i>	45
3.8.3.	<i>Alternativa 3</i>	46
3.9.	Criterios de selección de alternativas	47
3.9.1.	<i>Evaluación del peso específico de cada criterio</i>	47

3.9.2.	<i>Peso específico del criterio costo</i>	48
3.9.3.	<i>Peso específico del criterio de dosificación</i>	48
3.9.4.	<i>Peso específico del criterio de versatilidad</i>	48
3.9.5.	<i>Peso específico del criterio nivel de automatización</i>	49
3.9.6.	<i>Conclusión y selección de la mejor alternativa</i>	49
3.9.7.	<i>Diseño de detalle</i>	50
3.10.	Selección del material para los elementos que componen la máquina	50
3.10.1.	<i>Grilón</i>	53
3.10.1.1.	<i>Aplicaciones del grilón</i>	54
3.10.1.2.	<i>Propiedades del grilón</i>	54
3.11.	Diseño mecánico de los elementos constitutivos de la máquina	55
3.11.1.	<i>Diseño del sistema de llenado</i>	56
3.11.2.	<i>Diseño del sistema de dosificado</i>	57
3.11.2.1.	<i>Dimensión de los engranes externos de una bomba rotatoria</i>	57
3.11.2.2.	<i>Potencia requerida</i>	60
3.11.2.3.	<i>Dimensiones de engranes rectos</i>	61
3.11.2.4.	<i>Relaciones de engranes rectos (Budynas & Nisbett, 2008).</i>	62
3.11.3.	<i>Diseño del sistema de avance</i>	63
3.11.3.1.	<i>Capacidad de transporte</i>	64
3.11.3.2.	<i>Fuerzas de la banda</i>	65
3.11.3.3.	<i>Potencias de la banda</i>	70
3.11.3.4.	<i>Tensiones de la banda</i>	71
3.11.3.5.	<i>Fuerza en la periferia del tambor de la cabeza motriz</i>	75
3.11.3.6.	<i>Diámetro del eje motriz</i>	77
3.11.3.7.	<i>Selección del tipo de banda</i>	78
3.11.3.8.	<i>Velocidad angular de la banda</i>	79
3.11.3.9.	<i>Par motor de la banda</i>	79
3.11.4.	<i>Diseño de ejes</i>	80
3.11.4.1.	<i>Diseño estático</i>	80
3.11.4.2.	<i>Diseño dinámico</i>	81
3.11.5.	<i>Diseño de la estructura</i>	82
3.11.5.1.	<i>Peso de componentes del sistema de abastecimiento</i>	82
3.11.5.2.	<i>Peso de componentes del sistema avance de la banda transportadora</i>	88
3.11.5.3.	<i>Cargas que soporta la estructura</i>	93
3.11.6.	<i>Diseño del sistema de elevación</i>	100
3.11.6.1.	<i>Diseño por estabilidad</i>	102
3.11.6.2.	<i>Diseño del tornillo de potencia</i>	104

3.11.6.3.	<i>Esfuerzo de apoyo o aplastamiento</i>	111
3.11.7.	<i>Diseño de elementos mecánicos</i>	112
3.11.7.1.	<i>Esfuerzos normales</i>	114
3.11.7.2.	<i>Esfuerzos tangenciales</i>	114
3.11.7.3.	<i>Esfuerzos combinados</i>	115
3.11.8.	<i>Diseño de juntas soldadas</i>	115
3.11.8.1.	<i>Carga paralela y transversal (diseño a corte)</i>	116
3.11.8.2.	<i>Carga de torsión (diseño a corte)</i>	117
3.11.8.3.	<i>Carga a flexión (diseño a corte)</i>	119
3.11.9.	<i>Diseño de chavetas</i>	120
3.11.9.1.	<i>Esfuerzo a corte</i>	120
3.11.9.2.	<i>Esfuerzo a compresión</i>	121
3.11.10.	<i>Cálculo de tolerancias</i>	122
3.11.10.1.	<i>Calidad de tolerancias</i>	122
3.11.10.2.	<i>Tipo de ajuste</i>	122
3.11.11.	<i>Selección de elementos normalizados</i>	126
3.11.11.1.	<i>Selección del motorreductor</i>	126
3.11.11.2.	<i>Selección del motor eléctrico de avance y elevación de la banda transportadora</i>	126
3.11.11.3.	<i>Selección de la cadena de la banda transportadora</i>	127
3.11.11.4.	<i>Selección de la banda transportadora</i>	127
3.11.11.5.	<i>Diseño de rodamientos</i>	129
3.11.11.6.	<i>Selección de chumaceras</i>	131
3.11.11.7.	<i>Pernos sometidos a corte</i>	132
3.12.	<i>Cálculos de elementos constitutivos de la máquina</i>	133
3.12.1.	<i>Cálculo del sistema de llenado</i>	133
3.12.2.	<i>Cálculo del sistema de dosificado para merengue</i>	134
3.12.2.1.	<i>Cálculo de potencia</i>	137
3.12.2.2.	<i>Cálculo del sistema de dosificado para masa de pan</i>	139
3.12.2.3.	<i>Cálculo de la potencia</i>	141
3.12.3.	<i>Cálculo del sistema de avance</i>	142
3.12.3.1.	<i>Cálculo de la capacidad de transporte</i>	142
3.12.3.2.	<i>Cálculo de las fuerzas de banda</i>	143
3.12.3.3.	<i>Cálculo del coeficiente de fricción</i>	144
3.12.3.4.	<i>Cálculo del peso total de las partes móviles de la banda</i>	144
3.12.3.5.	<i>Cálculo de la fuerza para mover la banda en vacío</i>	145
3.12.3.6.	<i>Cálculo de la fuerza para mover la banda con carga</i>	145

3.12.3.7.	<i>Cálculo de la fuerza para elevar o bajar material</i>	145
3.12.3.8.	<i>Cálculo de la potencia teórica de la banda</i>	146
3.12.3.9.	<i>Cálculo de la potencia del motor de la banda</i>	146
3.12.3.10.	<i>Cálculo de la tensión efectiva de la banda</i>	146
3.12.3.11.	<i>Cálculo de la tensión en el lado tenso de la banda</i>	146
3.12.3.12.	<i>Cálculo de la tensión en el lado flojo de la banda</i>	147
3.12.3.13.	<i>Cálculo de la tensión mínima de la banda</i>	147
3.12.3.14.	<i>Cálculo de la tensión unitaria de trabajo</i>	148
3.12.3.15.	<i>Cálculo de la fuerza en la periferia del tambor motriz</i>	148
3.12.3.16.	<i>Cálculo del diámetro del eje motriz</i>	149
3.12.3.17.	<i>Cálculo de la resistencia nominal de la banda</i>	150
3.12.3.18.	<i>Cálculo del número de capas de la banda</i>	150
3.12.3.19.	<i>Cálculo de la velocidad angular de la banda</i>	150
3.12.3.20.	<i>Cálculo del par motor</i>	151
3.12.4.	<i>Diseño de ejes</i>	151
3.12.4.1.	<i>Eje motriz del sistema de avance de la banda transportadora</i>	151
3.12.4.2.	<i>Eje motriz sistema de dosificación</i>	179
3.12.5.	<i>Cálculo de la estructura</i>	194
3.12.5.1.	<i>Cálculo del peso de componentes del sistema de abastecimiento</i>	194
3.12.5.2.	<i>Cálculo del peso de componentes del sistema banda transportadora</i>	198
3.12.5.3.	<i>Cálculo de cargas que soporta la estructura</i>	201
3.12.6.	<i>Cálculo del sistema de elevación</i>	230
3.12.6.1.	<i>Cálculo de estabilidad del tornillo de potencia</i>	232
3.12.6.2.	<i>Cálculo del tornillo de potencia</i>	234
3.12.6.3.	<i>Cálculo de la tuerca</i>	237
3.12.6.4.	<i>Cálculo del esfuerzo de apoyo o aplastamiento</i>	238
3.12.7.	<i>Cálculo de elementos mecánicos</i>	241
3.12.7.1.	<i>Brazo soporte del sistema de elevación</i>	241
3.12.7.2.	<i>Agarre del sistema de elevación</i>	247
3.12.7.3.	<i>Eje de soporte del sistema de llenado y dosificado</i>	250
3.12.8.	<i>Cálculo de juntas soldadas</i>	253
3.12.8.1.	<i>Soldadura viga E-F</i>	253
3.12.8.2.	<i>Soldadura viga A-B</i>	256
3.12.8.3.	<i>Soldadura agarre sistema de elevación</i>	260
3.12.8.4.	<i>Soldadura eje de soporte del sistema de llenado y dosificado</i>	263
3.12.9.	<i>Cálculo de chavetas</i>	265
3.12.9.1.	<i>Chaveta (Motorreductor – Eje motriz del sistema de dosificado)</i>	265

3.12.9.2.	<i>Chaveta (Eje motriz del sistema de avance de la banda transportadora – Piñón)</i>	267
3.12.9.3.	<i>Chaveta (Sistema de elevación de la banda transportadora – Piñón)</i>	268
3.12.10.	<i>Cálculo de tolerancias</i>	269
3.12.10.1.	<i>Eje banda transportadora y rodamiento</i>	269
3.12.10.2.	<i>Eje motriz sistema de dosificación y motorreductor</i>	269
3.12.10.3.	<i>Eje banda transportadora y piñón</i>	270
3.12.10.4.	<i>Eje motor sistema de elevación y piñón</i>	270
3.12.11.	<i>Diseño de boquillas</i>	271
3.12.12.	<i>Cálculo y selección de elementos normalizados</i>	272
3.12.12.1.	<i>Selección del motorreductor</i>	272
3.12.12.2.	<i>Selección del motor eléctrico de avance de la banda transportadora</i>	273
3.12.12.3.	<i>Cálculo y selección de la cadena de la banda transportadora</i>	273
3.12.12.4.	<i>Selección de la banda transportadora</i>	281
3.12.12.5.	<i>Selección del motor eléctrico de elevación de la banda transportadora</i>	282
3.12.12.6.	<i>Cálculo y selección de rodamientos</i>	283
3.12.12.7.	<i>Selección de chumaceras</i>	291
3.12.12.8.	<i>Pernos sometidos a corte</i>	292
3.12.13.	<i>Análisis del control electrónico de la máquina</i>	292
3.12.13.1.	<i>Análisis electrónico de la máquina</i>	292
3.12.13.2.	<i>Tipo de control</i>	293
3.13.	<i>Construcción y ensamblaje de la máquina</i>	293
3.13.1.	<i>Máquinas, herramientas y equipo utilizado</i>	294
3.13.1.1.	<i>Fresadora</i>	294
3.13.1.2.	<i>Torneado (Garavito, 2007)</i>	298
3.13.1.3.	<i>Soldadura</i>	299
3.13.2.	<i>Componentes y tiempos de construcción</i>	306
3.13.3.	<i>Diagrama de flujo de construcción</i>	308
3.13.3.1.	<i>Sistema estructural</i>	308
3.13.3.2.	<i>Sistema de elevación de la banda</i>	309
3.13.3.3.	<i>Sistema de avance de la banda</i>	310
3.13.3.4.	<i>Sistema de inyección</i>	311
3.13.3.5.	<i>Sistema de matricería</i>	312
3.13.4.	<i>Montaje de la máquina para hacer merengues</i>	312
3.13.5.	<i>Proceso de automatización y montaje</i>	314
3.13.5.1.	<i>Circuito eléctrico</i>	314
3.13.5.2.	<i>Programación del LOGO</i>	328
3.13.5.3.	<i>Componentes y tiempos de automatización</i>	332

3.13.5.4.	<i>Diagrama de flujo de montaje</i>	333
3.13.5.5.	<i>Montaje de elementos electrónicos y eléctricos</i>	334
3.13.6.	<i>Montaje total de la máquina</i>	334
3.14.	Manual de operación de la máquina para hacer merengues	335
3.14.1.	<i>Requisitos de instalación</i>	336
3.14.2.	<i>Guía de funcionamiento</i>	336
3.14.3.	<i>Diagrama de procesos</i>	338
3.15.	Manual de mantenimiento de la máquina	340
3.15.1.	<i>Mantenimiento Preventivo</i>	340
3.15.2.	<i>Mantenimiento Correctivo</i>	340
3.16.	Fase experimental	342
3.16.1.	<i>Pruebas de funcionamiento de la máquina construida</i>	342
3.16.2.	<i>Procedimiento de protocolo de pruebas</i>	342
3.16.2.1.	<i>Verificación de funciones de la máquina</i>	342
3.16.2.2.	<i>Verificación de dimensiones</i>	343
3.16.2.3.	<i>Verificación de materiales</i>	343
3.16.2.4.	<i>Verificación de soldadura</i>	343
3.16.2.5.	<i>Verificación de energía</i>	344
3.16.2.6.	<i>Resultados</i>	344
3.17.	Análisis de costos	344
3.17.1.	<i>Costos directos</i>	344
3.17.1.1.	<i>Materiales</i>	344
3.17.1.2.	<i>Maquinaria y equipos utilizado</i>	348
3.17.1.3.	<i>Mano de obra</i>	348
3.17.1.4.	<i>Transporte</i>	348
3.17.1.5.	<i>Costos directos totales</i>	349
3.17.2.	<i>Costos indirectos</i>	349
3.17.2.1.	<i>Costos de ingeniería</i>	349
3.17.2.2.	<i>Costos indirectos totales</i>	349
3.17.3.	<i>Costos totales de la máquina</i>	350
3.17.4.	<i>Costos de producción</i>	350

CAPITULO IV

4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	352
4.1.	Pruebas	352
4.1.1.	<i>Pruebas de campo</i>	352

4.1.2.	<i>Pruebas de funcionalidad</i>	353
4.2.	Tipos de merengues	353
4.2.1.	<i>Control de producción</i>	353
4.2.2.	<i>Merengues tipo francés</i>	355
4.2.2.1.	<i>Tiempo de producción</i>	356
4.2.2.2.	<i>Costos de producción</i>	361
4.2.2.3.	<i>Pérdidas del producto en el proceso</i>	363
4.2.2.4.	<i>Resultados</i>	365
4.2.3.	<i>Merengues tipo suizo</i>	367
4.2.3.1.	<i>Tiempo de producción</i>	367
4.2.3.2.	<i>Costos de producción</i>	368
4.2.3.3.	<i>Pérdidas del producto en el proceso</i>	369
4.2.3.4.	<i>Resultados</i>	371
4.3.	Características del producto final	372
4.3.1.	<i>Merengue pequeño</i>	372
4.3.2.	<i>Merengue grande</i>	373
4.4.	Calidad del producto final	373
4.5.	Análisis de resultados	375
	CONCLUSIONES	378
	RECOMENDACIONES	380
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-3:	Matriz QFD (Casa de la calidad).....	28
Tabla 2-3:	Lista de referencia de especificaciones.	30
Tabla 3-3:	Especificaciones técnicas de la máquina para la fabricación de suspiros.	31
Tabla 4-3:	Matriz morfológica de la máquina para elaborar suspiros.	44
Tabla 5-3:	Componentes de la alternativa 1.....	44
Tabla 6-3:	Componentes de la alternativa 2.....	45
Tabla 7-3:	Componentes de la alternativa 3.....	46
Tabla 8-3:	Peso específico de cada criterio.....	47
Tabla 9-3:	Peso específico del criterio costo.	48
Tabla 10-3:	Peso específico del criterio de dosificación.....	48
Tabla 11-3:	Peso específico del criterio de versatilidad.	48
Tabla 12-3:	Peso específico del criterio nivel de automatización.....	49
Tabla 13-3:	Conclusión de los pesos específicos.....	49
Tabla 14-3:	Propiedades del grilón (Poliamida 6).	55
Tabla 15-3:	Coefficientes de cálculo para pérdida de energía.	61
Tabla 16-3:	Coefficiente de fricción de partes giratorias.	66
Tabla 17-3:	Espaciamiento entre rodillos (S1 y S2).	67
Tabla 18-3:	Peso de rodillos superior y desviable.	68
Tabla 19-3:	Peso de banda transportadora.	68
Tabla 20-3:	Eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad.....	71
Tabla 21-3:	Coefficiente de fricción entre banda y tambor.....	73
Tabla 22-3:	Ángulo de contacto entre banda y tambor.	73
Tabla 23-3:	Valores x e y según el ancho de banda.....	76
Tabla 24-3:	Diámetros normalizados.....	77
Tabla 25-3:	Factor de apoyo K para columnas.	99
Tabla 26-3:	Rosca trapezoidal o ACME.....	104
Tabla 27-3:	Factores de esfuerzo a torsión no circular.	114
Tabla 28-3:	Tipos de soldadura a usar.	116
Tabla 29-3:	Calidades de tolerancias.	122
Tabla 30-3:	Tipos de ajustes de tolerancias.	123
Tabla 31-3:	Dimensiones de rodamientos.....	132
Tabla 32-3:	Análisis de ancho del sistema de llenado.	133
Tabla 33-3:	Análisis de diámetros del engrane.....	136
Tabla 34-3:	Análisis del espaciamiento de rodillos (S1, S2).	144

Tabla 35-3:	Análisis del peso de rodillos (G_{ro} , G_{ru}).....	144
Tabla 36-3:	Análisis del peso de la banda transportadora (G_b).....	144
Tabla 37-3:	Análisis de constantes (x e y) del tambor motriz de la banda transportadora.	148
Tabla 38-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección M.....	157
Tabla 39-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección N.	158
Tabla 40-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección O.	159
Tabla 41-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección R.	160
Tabla 42-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección S.....	161
Tabla 43-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección T.....	163
Tabla 44-3:	Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección U.	164
Tabla 45-3:	Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304.....	166
Tabla 46-3:	Simulación de rigidez en los puntos críticos del eje motriz de la banda transportadora por SAP 2000.	172
Tabla 47-3:	Deformación lineal y angular de los puntos críticos del eje motriz de la banda transportadora.....	173
Tabla 48-3:	Valores permisibles de deformaciones en árboles.....	174
Tabla 49-3:	Comparación de la deformación lineal y angular de valores permisibles y calculados del eje motriz de la banda transportadora.	175
Tabla 50-3:	Simulación de rigidez en el punto crítico C del eje motriz de la banda transportadora.....	176
Tabla 51-3:	Deformación lineal en el punto crítico C del eje motriz de la banda transportadora.	176
Tabla 52-3:	Datos para el análisis por MEF para el eje motriz de la banda transportadora.	178
Tabla 53-3:	Propiedades mecánicas del grilón (poliamida 6).....	186
Tabla 54-3:	Simulación de rigidez en los puntos críticos del eje motriz del sistema de dosificado por SAP 2000.....	190
Tabla 55-3:	Deformación lineal y angular de los puntos críticos del eje motriz del sistema de dosificado.	191

Tabla 56-3:	Comparación de la deformación lineal y angular de valores permisibles y calculados del eje motriz del sistema de dosificado.	192
Tabla 57-3:	Datos para el análisis por MEF para el eje motriz del sistema de dosificado.	192
Tabla 58-3:	Momentos flectores de la viga A-B en el tramo A-J.	203
Tabla 59-3:	Momentos flectores de la viga A-B en el tramo J-K.	203
Tabla 60-3:	Momentos flectores de la viga A-B en el tramo K-B.	203
Tabla 61-3:	Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.	204
Tabla 62-3:	Perfil estructural seleccionado para la viga A-B.	205
Tabla 63-3:	Pesos de elementos que abarca la viga C-D.	207
Tabla 64-3:	Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección a de la viga C-D.	210
Tabla 65-3:	Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección b de la viga C-D.	211
Tabla 66-3:	Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección c de la viga C-D.	212
Tabla 67-3:	Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección d de la viga C-D.	213
Tabla 68-3:	Perfil estructural seleccionado para la viga C-D.	215
Tabla 69-3:	Pesos de elementos que abarca la viga E-F.	216
Tabla 70-3:	Momentos flectores de la viga E-F en el tramo E-L.	218
Tabla 71-3:	Momentos flectores de la viga E-F en el tramo L-F.	218
Tabla 72-3:	Perfil estructural seleccionado para la viga E-F.	219
Tabla 73-3:	Datos para el análisis por MEF para la estructura.	225
Tabla 74-3:	Cálculo del coeficiente de seguridad en cada elemento de la estructura.	229
Tabla 75-3:	Cálculo del coeficiente de seguridad de las vigas críticas de la estructura.	230
Tabla 76-3:	Propiedades mecánicas del acero AISI 1020 HR.	232
Tabla 77-3:	Esfuerzos del brazo soporte del sistema de elevación.	243
Tabla 78-3:	Datos para el análisis por MEF para el brazo soporte del sistema de elevación.	244
Tabla 79-3:	Esfuerzos del agarre del sistema de elevación.	249
Tabla 80-3:	Esfuerzos del eje de soporte del sistema de llenado.	252
Tabla 81-3:	Propiedades de los metales de aporte para la soldadura.	253
Tabla 82-3:	Esfuerzos de soldadura aplicados a la viga E-F.	255
Tabla 83-3:	Esfuerzos de soldadura aplicados a la viga A-B.	258
Tabla 84-3:	Esfuerzos de soldadura aplicados al agarre del sistema de elevación.	261
Tabla 85-3:	Esfuerzos de soldadura aplicados en el eje de soporte del sistema de llenado.	263
Tabla 86-3:	Tipo de boquillas elaboradas para la elaboración de suspiros.	271
Tabla 87-3:	Dimensiones de los rodamientos del sistema de avance.	287
Tabla 88-3:	Dimensiones del rodamiento del tornillo de potencia.	290
Tabla 89-3:	Dimensiones de las chumaceras.	291
Tabla 90-3:	Máquinas y herramientas utilizadas.	294

Tabla 91-3:	Propiedades de los tipos de soldadura.....	302
Tabla 92-3:	Posiciones de soldadura.....	302
Tabla 93-3:	Tipos de recubrimiento de la soldadura.....	303
Tabla 94-3:	Sistemas mecánicos y tiempos de construcción de la máquina de merengues.....	306
Tabla 95-3:	Tiempo empleado en el montaje del equipo mecánico.....	313
Tabla 96-3:	Tiempo empleado en la construcción y montaje del equipo mecánico.....	313
Tabla 97-3:	Selección del PLC LOGO SIEMENS.....	316
Tabla 98-3:	Selección de la fuente para PLC LOGO SIEMENS.....	317
Tabla 99-3:	Características del fusible CAMSCO.....	318
Tabla 100-3:	Características del sensor óptico industrial.....	319
Tabla 101-3:	Características del final de carrera.....	320
Tabla 102-3:	Características del relé CAMSCO.....	320
Tabla 103-3:	Características del contactor MC.....	321
Tabla 104-3:	Pulsadores e indicadores de control.....	322
Tabla 105-3:	Características del cable seleccionado.....	323
Tabla 106-3:	Características de terminales de cables.....	324
Tabla 107-3:	Características de la fuente de 12V.....	327
Tabla 108-3:	Asignaciones necesarias para el diagrama GRAFCET.....	329
Tabla 109-3:	Tiempos empleados en la selección y armado del sistema eléctrico.....	332
Tabla 110-3:	Sistema eléctrico montado.....	333
Tabla 111-3:	Tiempo de montaje del armado y programación del sistema eléctrico.....	334
Tabla 112-3:	Tiempo del proceso de selección y montaje de componentes del sistema eléctrico.	334
Tabla 113-3:	Tiempo empleado en la construcción y montaje del equipo.....	334
Tabla 114-3:	Características del equipo.....	335
Tabla 115-3:	Plan de mantenimiento.....	341
Tabla 116-3:	Protocolo de pruebas.....	342
Tabla 117-3:	Costos de materiales mecánicos.....	344
Tabla 118-3:	Costos de materiales eléctricos y electrónicos.....	347
Tabla 119-3:	Costos de maquinaria y equipo utilizado.....	348
Tabla 120-3:	Costos de mano de obra.....	348
Tabla 121-3:	Costos de transporte.....	349
Tabla 122-3:	Costo directo total.....	349
Tabla 123-3:	Costo indirecto total.....	349
Tabla 124-3:	Costo total de la máquina para elaborar merengues.....	350
Tabla 125-3:	Cantidad de materia prima para la elaboración de 105600 suspiros.....	350
Tabla 126-3:	Costos de los ingredientes para elaborar 105600 suspiros.....	351

Tabla 127-3:	Costos operativos para la elaboración de 105600 suspiros.	351
Tabla 1-4:	Datos necesarios para el control de producción.	354
Tabla 2-4:	Cantidad de materia prima para masa tipo francés en un volumen de 5 litros.	355
Tabla 3-4:	Total de merengues pequeños y grandes dosificados para 5 y 25 litros.	356
Tabla 4-4:	Tiempos óptimos para el proceso de dosificado.	357
Tabla 5-4:	Tiempo total del proceso de inyección por bandeja para 25 litros.	357
Tabla 6-4:	Tiempo inicial del proceso de producción para 25 litros.	358
Tabla 7-4:	Tiempo del proceso de producción para 25 litros.	358
Tabla 8-4:	Tiempo total del proceso de producción para 25 litros.	359
Tabla 9-4:	Tiempo del proceso de producción diario.	360
Tabla 10-4:	Tiempo total del proceso de producción diaria.	361
Tabla 11-4:	Costos de materia prima para masa tipo francés en 25 litros de capacidad.	361
Tabla 12-4:	Costos de producción de merengues tipo francés en 25 litros de capacidad. ...	362
Tabla 13-4:	Costos de materia prima mensual de masa tipo francés.	363
Tabla 14-4:	Costos de producción mensual de masa tipo francés.	363
Tabla 15-4:	Pérdidas del producto en el proceso de elaboración de merengues con masa tipo francés.	364
Tabla 16-4:	Merengues pequeños y grandes con masa tipo francés.	366
Tabla 17-4:	Cantidad de materia prima para masa tipo suiza en un volumen de 5 litros. ..	367
Tabla 18-4:	Costos de materia prima para masa tipo suiza en 25 litros de capacidad.	368
Tabla 19-4:	Costos de producción de merengues tipo suizo en 25 litros de capacidad.	368
Tabla 20-4:	Costos de materia prima mensual de masa tipo suiza.	369
Tabla 21-4:	Costos de producción mensual de masa tipo suiza.	369
Tabla 22-4:	Pérdidas del producto en el proceso de elaboración de merengues con masa tipo suizo.	370
Tabla 23-4:	Merengues pequeños y grandes con masa tipo suiza.	371

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2:	Etapas del modelado en SolidWorks.....	15
Figura 2-2:	Dosificadora de engranes externos.....	16
Figura 3-2:	Tornillo sin fin.....	17
Figura 4-2:	Dosificadora de tornillo sin fin.....	17
Figura 5-2:	Dosificadora de pistón neumático.....	18
Figura 6-2:	Boquilla de estrella cerrada.....	23
Figura 7-2:	Boquilla en espiral.....	23
Figura 1-3:	Diseño de detalle de la alternativa seleccionada.....	50
Figura 2-3:	Datos iniciales para selección del material.....	51
Figura 3-3:	Materiales obtenidos para datos iniciales.....	52
Figura 4-3:	Datos finales para selección del material.....	53
Figura 5-3:	Materiales obtenidos para datos finales.....	53
Figura 6-3:	Grilón (Poliamida 6).....	54
Figura 7-3:	Sistemas que conforman la máquina para elaborar suspiros.....	55
Figura 8-3:	Dimensiones del sistema de llenado (tolva).....	56
Figura 9-3:	Componentes del sistema de dosificado.....	57
Figura 10-3:	Bomba rotatoria de engranes externos.....	59
Figura 11-3:	Representación de dimensiones del engrane recto.....	62
Figura 12-3:	Componentes del sistema de avance.....	63
Figura 13-3:	Dimensiones de molde.....	63
Figura 14-3:	Distribución del material sobre la banda transportadora de manera horizontal.	64
Figura 15-3:	Fuerzas que actúan en el eje motriz.....	72
Figura 16-3:	Pandeo permisible de la banda.....	74
Figura 17-3:	Componentes del sistema de abastecimiento.....	83
Figura 18-3:	Dimensiones de la tapa de la tolva.....	83
Figura 19-3:	Dimensiones de tapas laterales de la tolva.....	84
Figura 20-3:	Dimensiones de porta boquilla.....	84
Figura 21-3:	Dimensiones de base de boquillas.....	85
Figura 22-3:	Dimensiones de engrane conductor.....	86
Figura 23-3:	Dimensiones de aletas de sujeción.....	87
Figura 24-3:	Dimensiones de tapa de sujeción de engranes.....	88
Figura 25-3:	Componentes del sistema de avance.....	89
Figura 26-3:	Dimensiones del eje motriz.....	89

Figura 27-3:	Dimensiones del eje hueco.	90
Figura 28-3:	Dimensiones de la platabanda.	90
Figura 29-3:	Dimensiones del acople de ejes huecos.	91
Figura 30-3:	Dimensiones de placa de sujeción del motor.	92
Figura 31-3:	Dimensiones de soporte de eje hueco.	92
Figura 32-3:	Vigas críticas de la estructura.	94
Figura 33-3:	Representación de las fuerzas y reacciones en la viga A-B.	95
Figura 34-3:	Representación de las fuerzas y reacciones en la viga C-D.	95
Figura 35-3:	Representación de las fuerzas y reacciones en la viga E-F.	95
Figura 36-3:	Representación de la fuerza que actúa en la columna de la estructura.	98
Figura 37-3:	Componentes del sistema de elevación.	101
Figura 38-3:	Tornillo de potencia.	101
Figura 39-3:	Puntos de análisis para el sistema de elevación.	102
Figura 40-3:	Comportamiento del esfuerzo a torsión.	106
Figura 41-3:	Comportamiento del esfuerzo a compresión.	107
Figura 42-3:	Dimensiones de cálculo del esfuerzo de aplastamiento.	111
Figura 43-3:	Soldadura de filete transversal.	116
Figura 44-3:	Soldadura de filete paralelo.	117
Figura 45-3:	Conexión sometida a carga de torsión.	118
Figura 46-3:	Dimensiones de la chaveta.	120
Figura 47-3:	Representación del sistema agujero único.	125
Figura 48-3:	Representación del sistema eje único.	125
Figura 49-3:	Vista isométrica del motorreductor mediante SolidWorks.	126
Figura 50-3:	Vista isométrica del motor eléctrico mediante SolidWorks.	127
Figura 51-3:	Vista isométrica del sistema de la cadena mediante SolidWorks.	127
Figura 52-3:	Rodamientos.	129
Figura 53-3:	Representación del perno sometido a corte mediante SolidWorks.	132
Figura 54-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora.	152
Figura 55-3:	Bandeja de acero inoxidable.	153
Figura 56-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Y.	155
Figura 57-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Z.	155
Figura 58-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección M.	157
Figura 59-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección N.	158
Figura 60-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección O.	159
Figura 61-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección R.	160
Figura 62-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección S.	161
Figura 63-3:	Diagrama de fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Y.	162

Figura 64-3:	Diagrama de momentos flectores del eje motriz en el plano X-Y.....	162
Figura 65-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección T.	163
Figura 66-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección U.....	164
Figura 67-3:	Diagrama de fuerza cortante en el plano X-Z.....	165
Figura 68-3:	Diagrama de momentos flectores en el plano X-Z.....	165
Figura 69-3:	Diagrama de flexión alternante y torsión continua.....	167
Figura 70-3:	Dimensionamiento del eje motriz de la banda transportadora.	171
Figura 71-3:	Simulación de la deformación del eje motriz de la banda transportadora mediante ANSYS 2020.....	179
Figura 72-3:	Fuerzas que actúan en engranes rectos.....	180
Figura 73-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz del sistema de dosificación.	181
Figura 74-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Y.....	182
Figura 75-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Z.	183
Figura 76-3:	Diagrama de fuerza cortante del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Y.....	184
Figura 77-3:	Diagrama de momentos flectores del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Y.....	184
Figura 78-3:	Diagrama de fuerza cortante del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Z.	185
Figura 79-3:	Diagrama de momentos flectores del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Z.	185
Figura 80-3:	Dimensionamiento del eje motriz del sistema de dosificado.	189
Figura 81-3:	Simulación de la deformación del eje motriz del sistema de dosificado mediante ANSYS 2020.....	193
Figura 82-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga A-B.....	202
Figura 83-3:	Diagrama de fuerzas cortantes de la viga A-B.	202
Figura 84-3:	Diagrama de momentos flectores de la viga A-B.....	204
Figura 85-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga C-D.....	208
Figura 86-3:	Fuerzas actuantes sobre la viga C-D.	208
Figura 87-3:	Diagrama de cuerpo libre de la sección a de la viga C-D.....	209
Figura 88-3:	Diagrama de cuerpo libre de la sección b de la viga C-D.	210
Figura 89-3:	Diagrama de cuerpo libre de la sección c de la viga C-D.....	211
Figura 90-3:	Diagrama de cuerpo libre de la sección d de la viga C-D.	212
Figura 91-3:	Diagrama de fuerzas cortantes de la viga C-D.	213
Figura 92-3:	Diagrama de momentos flectores de la viga C-D.....	214

Figura 93-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga E-F.....	216
Figura 94-3:	Diagrama de fuerzas cortantes de la viga E-F.	217
Figura 95-3:	Diagrama de momentos flectores de la viga E-F.....	218
Figura 96-3:	Vista lateral de la estructura.	221
Figura 97-3:	Vista de detalle de la viga G-H.....	221
Figura 98-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga G-H.....	222
Figura 99-3:	Esquema de la carga de compresión en una columna.	222
Figura 100-3:	Esquema de la estructura de la máquina.....	224
Figura 101-3:	Interfaz ANSYS de la estructura.	224
Figura 102-3:	Análisis de fallo de la estructura por Von Misses.	226
Figura 103-3:	Análisis de deformación de la estructura.....	227
Figura 104-3:	Elementos de estudio de la estructura.	228
Figura 105-3:	Diagrama de fuerza cortante de la estructura.	228
Figura 106-3:	Diagrama de momentos flectores de la estructura.....	229
Figura 107-3:	Coefficientes de seguridad de la estructura.	230
Figura 108-3:	Esquema de análisis del sistema de elevación.....	231
Figura 109-3:	Área de contacto del eje sobre el pistón.	238
Figura 110-3:	Segmento circular de análisis.	239
Figura 111-3:	Vista de detalle del brazo soporte del sistema de elevación.....	241
Figura 112-3:	Diagrama de cuerpo libre del brazo soporte del sistema de elevación.....	242
Figura 113-3:	Diagrama del brazo soporte del sistema de elevación plano X-Y.....	243
Figura 114-3:	Análisis de fallo del brazo soporte del sistema de elevación por Von Misses.	246
Figura 115-3:	Análisis de deformación del brazo soporte del sistema de elevación.....	246
Figura 116-3:	Análisis de factor de seguridad del brazo soporte del sistema de elevación. .	247
Figura 117-3:	Detalle del agarre del sistema de elevación.....	248
Figura 118-3:	Diagrama de cuerpo libre del agarre del sistema de elevación.....	248
Figura 119-3:	Diagrama de cuerpo libre del agarre del sistema de elevación plano Z-Y.	249
Figura 120-3:	Detalle del eje soporte del sistema de llenado.....	250
Figura 121-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje soporte del sistema de llenado.....	251
Figura 122-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje soporte del sistema de llenado plano Z-Y.	251
Figura 123-3:	Viga E-F soldada sometida a flexión.....	254
Figura 124-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga E-F soldada.....	254
Figura 125-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga E-F soldada plano Z-Y.	255
Figura 126-3:	Viga A-B soldada sometida a flexión.....	256
Figura 127-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga A-B soldada.....	257
Figura 128-3:	Diagrama de cuerpo libre de la viga A-B soldada plano Z-Y.	257

Figura 129-3: Diagrama de torsión de la viga A-B soldada.....	258
Figura 130-3: Diagrama de cuerpo libre de la soldadura del agarre del sistema de elevación en el plano Z-Y.....	260
Figura 131-3: Factor de seguridad de la soldadura del agarre del sistema de elevación.....	262
Figura 132-3: Diagrama de cuerpo libre de la soldadura del eje de soporte del sistema de llenado en el plano Z-Y.	263
Figura 133-3: Factor de seguridad de la soldadura del eje de soporte del sistema de llenado. ...	265
Figura 134-3: Factor de servicio de selección de la cadena.	274
Figura 135-3: Selección del número de la cadena.....	275
Figura 136-3: Selección número de dientes del piñón de la cadena.....	276
Figura 137-3: Factores para hallar el número de eslabones de la cadena.	279
Figura 138-3: Diagrama de cuerpo libre del piñón de la cadena.....	281
Figura 139-3: Esquema del punto A del eje motriz de la banda transportadora.	284
Figura 140-3: Esquema de compresión de la columna del tornillo de potencia.....	288
Figura 141-3: Máquina de merengues construida.	293
Figura 142-3: Fresadora.	295
Figura 143-3: Herramientas y forma de corte que genera en la fresadora.	296
Figura 144-3: Eje conductor del sistema de dosificación construido.....	297
Figura 145-3: Eje conducido del sistema de dosificación construido.	297
Figura 146-3: Tapa del sistema de dosificado construida.	297
Figura 147-3: Base de soporte de inyección del sistema de inyección.	297
Figura 148-3: Partes del torno.	298
Figura 149-3: Torno.	299
Figura 150-3: Eje de soporte del sistema de llenado construido.	299
Figura 151-3: Partes de la soldadura SMAW.....	300
Figura 152-3: Amperaje de soldadura SMAW.	301
Figura 153-3: Electrodo E6011.....	301
Figura 154-3: Equipo básico de soldadura.	301
Figura 155-3: Denominación de la soldadura.	302
Figura 156-3: Partes de la soldadura MIG.	304
Figura 157-3: Gas de protección de la soldadura.	304
Figura 158-3: Equipo de protección para soldar.	305
Figura 159-3: Arco de soldadura.....	305
Figura 160-3: a) Esquema de la estructura, b) Construcción de la estructura.	309
Figura 161-3: a) Esquema del sistema de elevación, b) Construcción del sistema de elevación.	310

Figura 162-3: a) Esquema del sistema de avance, b) Construcción del sistema de avance. ...	311
Figura 163-3: a) Esquema del sistema de inyección, b) Construcción del sistema de inyección.	311
Figura 164-3: a) Construcción del piñón, b) Construcción de los ejes de soporte.	312
Figura 165-3: a) Esquema del piñón, b) Esquema del eje de la banda transportadora.....	312
Figura 166-3: Diagrama de control.	315
Figura 167-3: PLC LOGO SIEMENS.	316
Figura 168-3: Fuente PLC LOGO SIEMENS.....	317
Figura 169-3: LOGO SIEMENS TDE.	318
Figura 170-3: Fusible CAMSCO.	318
Figura 171-3: Sensor óptico industrial.	319
Figura 172-3: Final de carrera.	319
Figura 173-3: Relé CAMSCO.....	320
Figura 174-3: Contactor MC.	321
Figura 175-3: Riel DIN.	321
Figura 176-3: Borne.	322
Figura 177-3: Canaleta ranurada.	323
Figura 178-3: Cables.	323
Figura 179-3: Terminales de cables.	324
Figura 180-3: Tablero de control.	324
Figura 181-3: Diagrama de potencia.	326
Figura 182-3: Interruptor termo magnético.....	326
Figura 183-3: Fuente de motores DC.....	327
Figura 184-3: Capacitor de arranque.....	328
Figura 185-3: Diagrama GRAFCET para merengues pequeños.....	330
Figura 186-3: Funciones principales de la máquina de merengues.....	336
Figura 187-3: Pulsador de emergencia máquina de merengues.	337
Figura 188-3: Pulsador de pare máquina de merengues.....	337
Figura 189-3: a) Materia prima en recipiente, b) Materia prima en tolva.	338
Figura 1-4: Plantilla en Excel para el control de producción.	355
Figura 2-4: Merengue tipo francés.	355
Figura 3-4: a) Bandejas de acero inoxidable, b) Recipientes para bandejas de acero inoxidable.	360
Figura 4-4: Merengue tipo suizo.	367
Figura 5-4: a) Peso de merengue pequeño, b) Dimensión del merengue pequeño.	372
Figura 6-4: a) Peso de merengue grande, b) Dimensión del merengue grande.....	373
Figura 7-4: a) Merengue tipo francés pequeño, b) Merengue tipo suizo pequeño.....	374

Figura 8-4:	Merengues pequeños local #1.	374
Figura 9-4:	Merengues pequeños local #2.	375
Figura 10-4:	a) Merengue grande realizado mediante la máquina, b) Merengue grande realizado manualmente.....	375

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-2:	Metodología propuesta.	25
Gráfico 1-3:	Análisis funcional general de la máquina para elaborar suspiros.	33
Gráfico 2-3:	Nivel 1 del análisis funcional de la máquina para elaborar suspiros.	34
Gráfico 3-3:	Flujograma utilizado en la construcción del sistema estructural.	308
Gráfico 4-3:	Flujograma utilizado en la construcción del sistema de elevación de la banda.	309
Gráfico 5-3:	Flujograma utilizado en la construcción del sistema de avance de la banda. ...	310
Gráfico 6-3:	Flujograma utilizado en la construcción del sistema de inyección.	311
Gráfico 7-3:	Flujograma utilizado en la construcción del sistema de matricería.	312
Gráfico 8-3:	Flujograma utilizado en el montaje del sistema eléctrico.	333
Gráfico 9-3:	Diagrama de procesos.	339
Gráfico 1-4:	Cantidad de merengues dosificados en para una capacidad de 5 y 25 litros. ...	356
Gráfico 2-4:	Tiempos de producción vs cantidad de merengues para una capacidad de 5 y 25 litros.	359
Gráfico 3-4:	Costos vs tiempos de producción de merengues para una capacidad de 5 y 25 litros.	362
Gráfico 4-4:	Pérdidas de producto de masa francesa vs cantidad de merengues en pérdida para una capacidad de 5 y 25 litros.	364
Gráfico 5-4:	Costos vs pérdidas de producto de masa francesa para una capacidad de 5 y 25 litros.	365
Gráfico 6-4:	Pérdidas de producto de masa suiza vs cantidad de merengues en pérdida para una capacidad de 5 y 25 litros.	370
Gráfico 7-4:	Costos vs pérdidas de producto de masa suiza para una capacidad de 5 y 25 litros.	371

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** FÓRMULAS PARA VIGAS DOBLEMENTE EMPOTRADAS
- ANEXO B:** TABLAS MANUAL AISC (PÁGINA 489)
- ANEXO C:** COEFICIENTES DE FRICCIÓN Y PASOS DE ROSCAS EN TORNILLOS DE POTENCIA DE DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY 8VA EDICIÓN (PÁGINA 400, 408)
- ANEXO D:** PROPIEDADES TORSIONALES Y FLEXIONANTES DE LA SOLDADURA A FILETE DE DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY 8VA EDICIÓN (PÁGINA 466, 470-471)
- ANEXO E:** DIMENSIONES DE CHAVETAS DE CADERSA (PÁGINA 72)
- ANEXO F:** DIN 7154 Y DIN 7155
- ANEXO G:** INFORME DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD DEL MERENGUE
- ANEXO H:** CATÁLOGO DIPAC (PÁGINA 6, 10, 20, 35-36)
- ANEXO I:** GUÍA DE ELECTRODOS DE WEST ARCO
- ANEXO J:** PRONTUARIO DE MÁQUINAS DE LARBURU (PÁGINA 286)
- ANEXO K:** RODAMIENTOS FAG 16004 Y 126 TV
- ANEXO L:** CATÁLOGO LS INDUSTRIAL SYSTEMS (PÁGINA 12-13)
- ANEXO M:** CATÁLOGO PRO ELECTRIC (PÁGINA 9)
- ANEXO N:** PROGRAMACIÓN MÁQUINA DE MERENGUES LOGO SOFT V8
- ANEXO O:** GUÍA DE PROTOCOLO DE PRUEBAS
- ANEXO P:** PLANOS
- ANEXO Q:** CONTROL DE PRODUCCIÓN DE MERENGUES

RESUMEN

El presente trabajo tuvo como objetivo diseñar y construir una máquina dosificadora semiautomática para uso gastronómico con capacidad de 25000 cm³ para elaborar suspiros a partir de masa tipo francés o suiza en tamaños pequeños y grandes. En primer lugar, se realizó un análisis de la función de calidad (QFD), para posterior selección de la mejor alternativa compuesta por un accionamiento del sistema mediante un motorreductor, un sistema de dosificado mediante engranes externos, un sistema de avance de la banda transportadora mediante un motor acoplado a una cadena y un sistema de elevación de la platabanda a través de un motor eléctrico con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia. Mediante la ayuda del software SolidWorks se modeló y dimensionó todos los elementos y componentes que constituyen la máquina, verificando así su resistencia y factor de seguridad a través del método de elementos finitos ANSYS. La construcción de la máquina se desarrolló en base a dos sistemas, el sistema mecánico conformado por un bastidor cuyo material es acero estructural ASTM A36, una tolva y platabanda de acero inoxidable 304, engranes externos elaborados en grilón (poliamida 6) de grado alimenticio, un tornillo de potencia de acero 1020 y un sistema eléctrico donde sus componentes se seleccionaron en base a los diagramas de control y potencia de la máquina. Los resultados obtenidos son satisfactorios obteniendo 1938 merengues pequeños en un tiempo de 85 minutos y 652 merengues grandes en 28 minutos a su máxima capacidad de 25 litros, tomando en consideración una pérdida de producto del 14.92 % (0.746 litros) en merengues pequeños y del 23.28 % (1.164 litros) en merengues grandes. Se concluye que la máquina fabricada dosifica suspiros en corto tiempo garantizando homogeneidad y cumpliendo con las características y calidad de un producto estandarizado. Se recomienda modificar el diseño del sistema de elevación para obtener menor tiempo en el proceso de elaboración del suspiro, conservando calidad y características del mismo.

Palabras clave: <MÁQUINA DOSIFICADORA>, <FUNCIÓN DE CALIDAD (QFD)>, <TORNILLO DE POTENCIA>, <RESISTENCIA MECÁNICA>, <GRILÓN (Poliamida 6)>.



1388-DBRA-UPT-2021
2021-07-16

SUMMARY

The objective of this work was to design and build a semi-automatic dosing machine for gastronomic use with a capacity of 25,000 cm³ to make sighs from French or Swiss type dough in small and large sizes. The first step, a quality function analysis (QFD) was carried out, for later the selection of the best alternative composed of a system drive through a gearmotor, a dosing system using external gears, a conveyor belt advance system by means of a motor coupled to a chain and a platform lifting system through an electric motor with a toothed wheel coupled to a power screw. With the help of SolidWorks software, all the elements and components that make up the machine were modeled and sized, thus verifying their strength and safety factor through the ANSYS finite element method. The construction of the machine was developed based on two systems, the mechanical system consisting of a frame whose material is ASTM A36 structural steel, a 304 stainless steel hopper and platform, external gears made of food grade grilon (polyamide 6), a 1020 steel power screw and an electrical system where its components were selected based on the control and power diagrams of the machine. The results obtained are satisfactory, obtaining 1938 small meringues in 85 minutes and 652 large meringues in 28 minutes at their maximum capacity of 25 liters, taking into account a product loss of 14.92% (0.746 liters) in small meringues and 23.28 % (1,164 liters) in large meringues. It is concluded that the manufactured machine doses sighs in a short time, guaranteeing homogeneity and complying with the characteristics and quality of a standardized product. It is recommended to modify the design of the lifting system to obtain less time in the process of making the sigh, preserving its quality and characteristics.

Keywords: <DOSING MACHINE>, <QUALITY FUNCTION (QFD)>, <POWER SCREW>, <MECHANICAL STRENGTH>, <GRILON (*Polyamide 6*)>.

LUIS
FRANCISCO
MANTILLA
CABRERA



Firmado digitalmente por LUIS
FRANCISCO MANTILLA CABRERA
Fecha: 2021.07.21 23:46:14 -05'00'

INTRODUCCIÓN

El suspiro, dulce que se degusta en el Ecuador desde hace mucho tiempo atrás, es una herencia del colonialismo español, quienes intercambiaban recetas con las familias criollas de aquella época, enriqueciendo el pentagrama gastronómico de nuestro país.

Su preparación es relativamente fácil y los ingredientes utilizados están al alcance de toda persona que desee llevar a cabo su elaboración, consta principalmente de claras de huevo, azúcar blanca común o impalpable, algunos chefs utilizan jarabe de azúcar, ácido cítrico y colorantes vegetales.

Su elaboración se la realiza de forma manual con la ayuda de mangas pasteleras, la cual es básicamente una funda de tela o plástico de forma cónica donde al final se coloca una boquilla de acero o plástico por la cual es expulsada la masa al hacer presión sobre ella, actualmente se sigue utilizando éste método de elaboración inclusive en industrias de gran trayectoria. A medida que la industrialización avanza la industria alimenticia no puede ser la excepción, es por eso que a diario vemos como se trata de facilitar el trabajo duro que tiene un panificador pastelero con el diseño y construcción de nuevos equipos que realicen éste tipo de trabajo de forma rápida y segura, además con ello se busca garantizar la inocuidad de los alimentos que van a ser consumidos por el ser humano.

La automatización de procesos muchas veces repetitivos ayuda en gran manera a las industrias con lo cual pueden elaborar productos con las mismas características en grandes cantidades favoreciendo a que los tiempos de producción disminuyan y el costo final sea más bajo que al realizarlo de forma manual, la máquina está estructurada con un armazón rígido donde se alberga los actuadores como el motorreductor, tornillo de potencia, engranes, banda transportadora, la misma utiliza materiales con grado alimenticio garantizando un producto higiénico. La automatización del proceso es vital en el equipo por ello se utiliza equipos industriales capaces de soportar una alta carga de trabajo, logo, pantalla HMI, con lo cual se busca tener un equipo acorde a las exigencias del mercado nacional e internacional.

Si se desea intervenir en un mercado internacional se debe tener las herramientas adecuadas para ofrecer al cliente una alternativa de consumo nueva, más llamativo para su consumo. Mediante la dosificación automática de merengues se logra tener un producto en menor tiempo con características similares cumpliendo los estándares de calidad e higiene a un precio asequible, contribuyendo al desarrollo sustentable de las familias, industria y por ende de la nación.

CAPITULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes.

El mundo y la sociedad de hoy exigen cada vez más a la humanidad a desarrollar nuevas ideas e invenciones para mejorar el estilo de vida y ser competitivos en el día a día. Para esto es fundamental el desarrollo de productos innovadores, o la evolución de productos ya elaborados; como es el caso de la producción de merengues (Salinas, 2014).

Las industrias pequeñas mayoritariamente realizan sus procesos de forma manual lo que desemboca en que tenga una baja producción y en mucho de los casos de mala calidad y presentación, lo contrario pasa con las industrias más grandes que van a la par con los avances de la tecnología e incorporan éstos avances a los procesos de producción, dando como resultado que los productos obtenidos tengan un acabado refinado, y más que nada al ser procesos automáticos o semiautomáticos incrementan el volumen de producción, ocasionando que el precio de venta final sea más accesible al consumidor.

En el Ecuador tanto como en otros países, se realiza uno de los dulces más populares, típicos y sabrosos que es el merengue horneado (suspiro), por ser de fácil preparación, tiene un bajo costo de sus ingredientes y un tiempo de elaboración individual.

Se lo encuentra en todas partes del mundo, ya sea con el nombre de “suspiros” como en algunos países de América latina, o de “merengues” como en Europa (Molina, 2008).

En nuestro país, y de manera particular en la ciudad de Riobamba capital de la provincia de Chimborazo, se preparan variados manjares de forma artesanal o semi-industrial, en donde uno de ellos es el suspiro horneado (Salinas, 2014).

El presente proyecto permitirá reducir la mano de obra, el tiempo de producción y mejorar la calidad del producto final con respecto al que se lo obtiene manualmente.

En Ecuador, la mayoría de pastelerías realizan sus productos en lo referente a postres y dulces con métodos mayoritariamente manuales, generando gastos extras y pérdida de tiempo, no hay innovación en su producción y carecen de una presentación vistosa y agradable al usuario.

En lo referente a los tipos y tamaños de merengues, específicamente en la ciudad de Riobamba, no hay un cambio innovador en lo establecido desde hace algunos años atrás.

Todo esto genera una falta de interés del usuario a consumir estos productos ocasionando a las pequeñas panaderías un alto desperdicio de materia prima que se deba tirar a la basura al no consumirse. También se tiene que, para la elaboración de estos dulces se fabrican de manera individual lo que hace que el tiempo sea mayor para obtener un producto de calidad para su venta y distribución. De igual manera se estima que al no contar con las herramientas y maquinaria adecuadas que le permita realizar un cambio al proceso de producción, no se pueda intentar resolver estos problemas, por lo cual, se realizará el estudio del mecanismo más idóneo para el diseño y construcción de una máquina semiautomática para la producción de suspiros a partir de masas distintas y tamaños diferentes, la misma que mejorará la calidad del producto final y reducirá tiempo y costos de producción.

1.2. Delimitación

1.2.1. *Delimitación Espacial*

El presente trabajo es de carácter técnico y se lo realizará en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo Facultad de Mecánica Escuela de Ingeniería Mecánica, ubicada en la Provincia de Chimborazo - Cantón Riobamba.

1.2.2. *Delimitación Sectorial*

De acuerdo al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021 señala que los proyectos técnicos deben ir enfocados a una economía al servicio de la sociedad, impulsando con éste tipo de trabajos mayor productividad y una sana competitividad que aporte al desarrollo sostenible y duradero de la sociedad, a la vez ofrecer oportunidades de crecimiento tanto en lo profesional como financiero a los nuevos profesionales que se adentran al campo laboral y que serán de gran aporte al adelanto del país.

1.3. Formulación del Problema

La industria panificadora aporta al país un sinnúmero de beneficios, desde ofrecer empleos dignos a los habitantes hasta poder saborear exquisitos manjares, sin embargo y como consecuencia del elevado número de empresas dedicadas a esta labor muchas de ellas cierran sus puertas por no poder ofrecer nuevas alternativas de mercado o productos innovadores que haga que sus ventas progresen.

Surge la idea entonces de diseñar y construir una máquina dosificadora semiautomática de merengues a costos accesibles y realizada con materiales de calidad que pueda ayudar a mejorar la cantidad y calidad de producción a los pequeños y medianos empresarios, la idea es ofrecer un producto de calidad con altos estándares de higiene y un gasto mínimo de tiempo en su elaboración, siendo conscientes que actualmente este tipo de producto se lo realiza de forma artesanal, aún incluso en empresas de amplia trayectoria.

1.4. Justificación

1.4.1. *Justificación teórica*

Para el diseño, construcción y automatización de una máquina para la elaboración de suspiros como el francés o suizo; y tamaños tanto pequeños o grandes se lo hará mediante el uso de los conocimientos que se han adquirido a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica en las cátedras de Diseño de elementos de máquinas, Ingeniería en materiales, Resistencia de materiales, Instrumentación Industrial y Automatización Industrial. De igual manera será necesaria la correcta utilización de catálogos para la selección de los componentes tanto mecánicos, eléctricos y electrónicos que requiera el equipo.

1.4.2. *Justificación metodológica*

La metodología que se utilizará será investigaciones para su diseño, construcción y automatización de la máquina para fabricar suspiros a partir de masas y tamaños diferentes.

Este proyecto servirá como un modelo para el diseño y construcción de una maquinaria pastelera similar, mediante el cual, el diseño de elementos de máquinas, estructurales, eléctricos, selección de elementos mecánicos y electrónicos se indiquen las teorías y recomendaciones utilizadas en el mismo, además se contará con la validación del diseño con instrumentos computacionales de

simulación como lo es ANSYS y de igual manera para su automatización se lo realizará mediante software SIEMENS.

1.4.3. *Justificación práctica*

El proyecto se realiza con la finalidad de reducir el tiempo y costo de producción del merengue o suspiro de las pequeñas panificadoras en la ciudad de Riobamba, debido a que se sustituye la mano de obra utilizada en su elaboración y se mejorará la calidad del producto final, permitiendo realizar un acabado uniforme a partir de masas y tamaños distintos, lo que permitirá obtener una mayor rentabilidad en la producción.

1.5. Alcance

El proyecto tiene como finalidad diseñar y construir una máquina para uso gastronómico con una capacidad de 25000 [cm^3] para elaborar suspiros a partir de masa tipo francés o suiza en tamaños pequeños y grandes, igualmente contará con un funcionamiento semiautomático que permita cumplir con los requerimientos establecidos en la producción obtenida. Esta máquina facilitará el trabajo de las pequeñas pastelerías donde su trabajo es manual, baja producción en serie y su producto no es lo suficientemente uniforme; además, su diseño permitirá incorporar en un futuro un mecanismo que permita obtener otro tipo de producto como es el caso de los deditos. Para finalizar se realizarán las pruebas pertinentes para obtener suspiros de dos tamaños distintos tanto pequeños o grandes y de dos tipos de masa como el francés o suizo.

1.6. Objetivos

1.6.1. *Objetivo general*

Diseñar y construir una máquina dosificadora semiautomática para uso gastronómico con una capacidad de 25000 [cm^3] para elaborar suspiros a partir de masa tipo francés o suiza en tamaños pequeños y grandes.

1.6.2. *Objetivos específicos*

- Diseñar los elementos mecánicos y estructurales fundamentales de la máquina.
- Validar el diseño con la ayuda de un software especializado, posteriormente realizar la construcción, montaje e instalación de elementos estructurales y mecánicos de la máquina.

- Diseñar los sistemas eléctricos y electrónicos, seleccionar los elementos y realizar las programaciones de los sistemas para conseguir el funcionamiento semiautomático de la máquina.
- Realizar el protocolo de pruebas de funcionamiento de la máquina, toma de datos con cada tipo de masa para obtener tiempo y costos de producción, verificando que tanto la calidad como las características del producto final sean las esperadas.

CAPITULO II

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En el presente capítulo se abordará información detallada tanto del marco conceptual como del marco teórico.

2.1. Marco Conceptual

2.1.1. *Máquina*

“Combinación de cuerpos resistentes de manera que, por medio de ellos, las fuerzas mecánicas de la naturaleza se puedan encausar para realizar un trabajo acompañado de movimientos determinados” (Reuleaux).

2.1.2. *Máquina dosificadora de suspiros*

Es una máquina hecha de acero inoxidable en su mayoría, además cuenta con un sistema de control y automatización programable. La interfaz hombre - máquina se lo realiza por medio de pantallas HMI, un software apropiado y actuadores acordes al trabajo que desempeña.

La finalidad de este equipo es la de optimizar tiempo y por ende costos en la industria alimenticia que se dedica a la elaboración de merengues o también llamados suspiros que actualmente se lo realizan de forma casera.

2.1.3. *Mecanismo de la máquina*

Una máquina de este tipo consta básicamente de los siguientes mecanismos:

- **Banda transportadora.** - Traslada de manera sistemática el recipiente donde se deposita el producto que se inyecta por medio de las boquillas.

- **Cilindro pistón.** - Encargado de dar el soporte necesario a todo el sistema de la banda transportadora. Este mecanismo es el encargado de acercar el recipiente donde se depositarán los merengues hasta una determinada distancia de las boquillas que inyectan el producto, procediendo luego inmediatamente a regresar a su posición inicial hasta que el mecanismo de la banda transportadora recorra una distancia determinada con lo cual se repite este proceso secuencialmente.

- **Mecanismo de engranes externos.**- Este tipo de mecanismo se utiliza en la bomba de desplazamiento positivo de engranes externos, tiene la característica de ser compacto, potente, robusto y un nivel de costo asequible, transforman la energía cinética de un motor eléctrico o de explosión interna en energía hidráulica a través del caudal del fluido que esta genera (Hidraoil, 2012).

Puede trabajar a presiones altas entre 3000 y 4000 psi. Los engranes rectos son los más populares, sin embargo también se pueden tener engranes helicoidales y espina de pescado (Rodriguez, 2013).

2.1.4. *Materiales grado alimenticio de la máquina*

El diseño y la fabricación de elementos, mecanismos, o maquinaria destinada a la industria alimenticia se lo deben hacer con materiales idóneos o acordes a esta industria. El término grado alimenticio hace referencia al tipo de superficie o acabado sanitario que sea seguro de ser empleado en procesar productos alimenticios, además ser un material fácil de limpiar y desinfectar.

Los acabados, soldaduras, rectificados, en el acero inoxidable deben dar la confianza que no quedarán superficies que incentiven el crecimiento de bacterias, hongos o cualquier parásito que pueda contaminar el producto alimenticio que sea manipulado en éste equipo (CSUNITEC, 2021).

2.1.5. *Sistema automatizado*

Se refiere a un sistema al cual se le transfieren una o varias tareas de producción a un conjunto de componentes tecnológicos, supliendo el esfuerzo que inicialmente eran efectuadas por operadores humanos (Pérez & Merino, 2016).

Las partes de un sistema automatizado son:

- Parte de mando
 - Parte Operativa
- **Parte de mando.** - Se refiere a la parte programable autónoma compuesta principalmente por las tarjetas electrónicas o módulos lógicos, módulos neumáticos, sistemas de cableado, etc. El autómata programable debe ser capaz de comunicarse con todos los elementos constituyentes de un sistema automatizado.
- **Parte operativa.** - Se refiere a los elementos que actúan en el funcionamiento de la máquina, los mismos que son los responsables de hacer que el equipo funcione para la tarea que fue diseñado como son: el motor, compresores, válvulas, cilindros, sensores de finales de carrera, etc (Canto).

2.1.6. *Merengue o suspiro*

Bocadillo delicioso que se sirve como postre, decoración o relleno de tartas o si lo desea comer solo, para su elaboración se utiliza ingredientes muy conocidos como las claras de huevo, azúcar y aromatizantes. En su proceso de elaboración es en donde se diferencian un tipo de merengue de otro, ya que algunas personas ocupan los ingredientes fríos al ambiente, mientras otras personas tienen el criterio de realizar este bocadillo con los ingredientes calentados a baño maría.

El merengue estilo francés es el que vamos a preferir para la elaboración de suspiros, esto debido a su fácil preparación donde podemos trabajar con sus ingredientes a temperatura ambiente, además esta calidad de merengue es ideal para cocinar al horno por tener una consistencia seca y crocante.

La preparación del merengue francés es relativamente fácil, se empieza por batir las claras de huevo en un recipiente, acompañado de la esencia que puede ser de vainilla o la de su preferencia, a punto nieve hasta alcanzar una mezcla espumosa, se agrega lentamente el azúcar común sin dejar de batir, se prosigue a incorporar el azúcar glas hasta obtener la consistencia deseada (punto nieve) (Diez).

Esta masa se coloca en un tipo funda llamada manga con una boquilla al final y se procede a dar forma a los suspiros todo esto a mano.

Actualmente en empresas como La Delicia ubicada en la ciudad de Quito – Ecuador, realiza este tipo de dulces desde 1966, sus propietarios todavía realizan este proceso de forma manual, muchas

empresas continúan hoy en día con ese mismo proceso ya sea por tradición o por la desconfianza de explorar nuevos procesos tecnológicos, esto abre una gran oportunidad de demostrar que la ciencia y la tecnología aplicada en este equipo puede suplir de manera más eficiente y segura el proceso de producción de merengues.

2.1.7. Estrategia

El diseño empieza por la “necesidad de resolver un problema o una dificultad” como por ejemplo baja producción, contaminación, falta de innovación, alto precio en los materiales de construcción, posterior a esto se consulta la mayor cantidad de bibliografías o literatura que esté relacionado con el tema que se plantea. Se debe tener en claro los objetivos a los cuales debemos llegar con lo que tenemos a disposición, tener en cuenta las especificaciones de desempeño las cuales definen que se debe hacer en el diseño de la máquina que se plantea realizar, como es el tipo de alimentación eléctrica, precio accesible, resistente a la corrosión, la cantidad de producto que debe generar en un tiempo determinado son factores que se deben definir con claridad.

Ahora viene el proceso de imaginarse como reunir o concretar todas esas necesidades y factores que requiere el equipo, de tal manera que sea capaz de concretarse con lo que se tiene a disposición, generar ideas, modelos, como serán los procesos de funcionamiento, materiales más apropiados para el producto que se va a manipular.

La alternabilidad es importante, dando a cada opción de diseño características distintas para con ello medir y comparar entre sí, punto por punto y así seleccionar la mejor opción para la construcción.

La alternativa propuesta se la indica mediante el gráfico 1-2.

2.2. Marco teórico

El marco teórico consta de una descripción detallada de los parámetros anteriormente hablados en el marco conceptual, que se especifican sobre los tipos de materia prima, sus propiedades, los mecanismos utilizados en la máquina y los materiales necesarios hasta la estrategia que se utilizará para posterior diseño de la misma.

2.2.1. *Diseño de elementos de máquinas*

El diseño es un proceso complejo y la toma de decisiones muchas veces no da los resultados requeridos, es por eso que se dice que el diseño es un proceso iterativo, requiere de mucha información, someterse a códigos y normas que garanticen la seguridad y también regirse bajo estándares de legalidad del producto concebido.

Diseñar es la transformación de las ideas, pensamientos, sueños en algo tangible y funcional el cual vaya dirigido a satisfacer una necesidad o resolver un problema. Al iniciar el diseño de un equipo se debe partir de la información existente o incluso inexistente, ya que en el camino se va corrigiendo problemas de carácter técnico, funcional y de mercado.

En la actualidad las computadoras son herramientas muy útiles para ayudar en los cálculos que antes se realizaban a mano, así como también el desarrollo de software de simulación que permiten realizar ensayos o simulaciones de forma virtual, evitando realizar gastos inútiles y más que nada no correr riesgos en el caso de que algún diseño falle en su concepción.

El diseño siendo muy complejo se basa en algo muy simple que es la relación del esfuerzo con la resistencia de un elemento, material u proceso (Budynas & Nisbett, 2008).

2.2.1.1. *Diseño a carga estática*

Se considera una carga estática a la fuerza estacionaria o a un par de torsión que es aplicado/a en un elemento, esta fuerza debe permanecer constante, es decir no debe cambiar de magnitud, dirección, además el punto donde se aplica tal fuerza debe ser el mismo siempre. Este tipo de fuerza estática produce en su aplicación compresión axial, tensión, carga cortante, carga de flexión, carga torsional o puede ser también combinaciones entre sí (Budynas & Nisbett, 2008).

En todo proceso de diseño existen muchas incertidumbres, como cuál será la verdadera resistencia de los materiales seleccionados, los métodos de cálculo aplicados, para tener un grado de seguridad y eliminar la desigualdad entre la resistencia y el esfuerzo de diseño y poder saber el mínimo de éste último a comparación con la resistencia se utiliza un concepto conocido como factor de seguridad mediante la ecuación 1-2.

$$N = \frac{\text{Carga que produce la Falla}}{\text{Carga máxima aplicada}} \quad (1-2)$$

Donde:

- N = factor de seguridad

Para evitar que un diseño falle la carga máxima aplicada no debe sobrepasar al valor de la carga que produce la falla, es por eso que el valor de N necesariamente debe ser mayor a 1.

Generalmente en muchas ocasiones el esfuerzo es proporcional a la carga, lo que quiere decir que reemplazando en la ecuación 1-2 obtenemos la ecuación 2-2.

$$N = \frac{\text{Carga que produce la Falla}}{\text{Carga máxima aplicada}} = \frac{\text{Resistencia}}{S_S} \quad (2-2)$$

Donde:

- $S_S =$ es el esfuerzo máximo normal (S) o cortante (S_S)

La ecuación 2-2 es el resultado de la ecuación 1-2 y se lo demuestra a continuación:

Si consideramos una pieza sometida a tracción simple, mediante la ecuación 1-2 se tiene la ecuación 3-2.

$$N = \frac{F_{falla}}{F} \quad (3-2)$$

Donde:

- F_{falla} = fuerza que produce la falla
- F = fuerza máxima

Ahora se tiene que la fuerza máxima se expresa mediante la ecuación 4-2.

$$F = S * A \quad (4-2)$$

$$F_{falla} = S_{falla} * A = (\text{Resistencia}) * A$$

Donde:

- S = esfuerzo máximo
- A = área de la sección transversal del elemento
- Resistencia = S_y o S_u

Reemplazando la ecuación 4-2 en 3-2 obtenemos la ecuación 5-2.

$$N = \frac{(\text{Resistencia}) * A}{S * A} = \frac{\text{Resistencia}}{S} \quad (5-2)$$

Similar a la ecuación 2-2 para esfuerzos normales.

$$\text{Esfuerzo máximo} \leq \text{Esfuerzo de diseño} < \text{Resistencia} \quad (6-2)$$

La ecuación 6-2 se la puede transformar a la ecuación 7-2.

$$S \leq S_d < \text{Resistencia}, \text{ o } S_s \leq S_{sd} < \text{Resistencia} \quad (7-2)$$

Donde:

- S = esfuerzo máximo normal
- S_s = esfuerzo máximo cortante
- S_d = esfuerzo de diseño normal

- S_{sd} = esfuerzo de diseño cortante

Para romper la desigualdad se utiliza el factor de seguridad:

$$S \leq S_d = \frac{\text{Resistencia}}{N}, \text{ o } S_s \leq S_{sd} = \frac{\text{Resistencia}}{N} \quad (8-2)$$

La ecuación 8-2 es la ecuación de diseño de elementos sometidos a cargas estáticas simple (Vanegas, 2018).

2.2.1.2. *Diseño a fatiga*

Una máquina es un conjunto de elementos donde la mayoría de los cuales trabajan a esfuerzos variables, repetitivos, fluctuantes o alternantes, como por ejemplo los árboles de levas, cigüeñales, ejes, bielas, etc. Los materiales de éstos se comportan de diferente manera respecto a los sometidos a una carga estática, mientras un elemento de máquina aplicada una carga estática llega a un valor antes del fallo, el mismo elemento de máquina falla mucho antes que llegue al mismo valor, por estar sometido a esfuerzos variables.

Estos esfuerzos variables tienden a dañar el material ocasionando grietas las cuales crecen a medida que se repite el movimiento al cual está sometido el elemento de máquina, llegando al fallo total o rotura de la pieza, entonces se dice que es un fallo por fatiga (Vanegas, 2018).

2.2.2. *Herramientas de diseño*

Un gran apoyo a las actividades de diseño es contar con una oferta comercial de softwares aplicados a la materia, los mismos que son programas de tipo “CAX”, término utilizado para hacer referencia a tres grandes grupos: CAD, CAE y CAM.

En lo que tiene que ver al diseño de elementos de máquinas y que se va a utilizar en este proyecto en gran medida se tiene el software SOLIDWORKS, ANSYS, SAP2000 y FRAME DESIGN.

2.2.2.1. *SOLIDWORKS*

Es un software de tipo CAD utilizado en modelado mecánico en 2D y 3D, funcional en el sistema operativo de Microsoft Windows, permite realizar de manera casi intuitiva proyectos de dibujo,

ensamble, obtener varios modelos solo con mínimas modificaciones reduce el tiempo y el esfuerzo en realizar proyectos pequeños o de gran envergadura.

Las etapas del diseño en SolidWorks se lo establece mediante la figura 1-2.

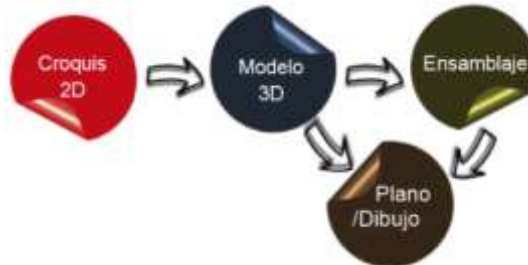


Figura 1-2: Etapas del modelado en SolidWorks.

Fuente: (Fernández, 2017).

2.2.2.2. ANSYS

Ansys es un compendio de programas tipo CAE para el diseño, análisis y simulación de componentes por el método de elementos finitos FEA, comprendiendo las fases previas de meshing o malleo, ejecución y post proceso, este software realiza un minucioso análisis de elementos que están sometidos o trabajan bajo la acción de fenómenos físicos presentes en la ingeniería y el diseño mecánico, así como también piezas sometidas a esfuerzos térmicos, fluidos, vibración (3DCadPortal).

2.2.2.3. SAP2000

Es un software de elementos finitos con una interfaz gráfica 3D orientada a objetos, realiza de forma totalmente integrada la modelación, análisis, y dimensionamiento de un amplio conjunto de problemas de ingeniería de estructuras, como puentes, estadios, edificios, estructuras marítimas, naves industriales, en general estructuras donde se necesite hacer el dimensionamiento (Esarte Eseverri, 2020).

2.2.2.4. FRAME DESIGN

Es una aplicación la cual analiza reacciones, esfuerzos y deformaciones de estructuras en 2D, es una aplicación breve para resolver ejemplos no muy complejos de diseño, se basa también en el método de elementos finitos, con una interfaz muy amigable y de gran servicio al usuario, se puede introducir y modificar cargas, apoyos, barras, en forma de texto o en forma gráfica (Diariodelaconstrucción, 2016).

2.2.2.5. LOGO

Es un lenguaje de programación de computadora derivado de LISP usado en temas de inteligencia artificial, es un software o lenguaje para aprender, funciona como un proceso de aprendizaje y de pensamiento. LOGO Siemens es un controlador lógico programable, se integra con facilidad a buses estándar del mercado industrial, posee además una conexión de tipo Ethernet convirtiéndolo en una herramienta muy utilizada en tareas de automatización (Espacios).

2.2.3. Máquinas dosificadoras de merengues

El principio de la dosificación es esperar que el producto se distribuya en forma exacta en cada descarga, para ello se han inventado varios tipos de mecanismo tratando de que se cumpla con este principio, algunos son más eficientes que otros, pero a la vez representan una mayor inversión ya que generalmente utilizan mejores sistemas de dosificado más eficientes pero caros, los mecanismos más comunes para realizar un buen dosificado son el de tornillo sin fin y el de cilindro neumático.

2.2.3.1. Máquina dosificadora de engranes externos

Es un sistema de desplazamiento positivo rotatorio que se compone generalmente de un engrane conductor y otro llamado conducido, casi siempre son de dientes rectos, confinados dentro de una carcasa (Díaz & Lescano, 2012).

El fluido se despliega entre los dientes de los engranes los cuales crean una especie de sello permitiendo un dosificado suave, conciso y constante, puede trabajar tanto con presiones mínimas como con presiones altas, además de ofrecer pérdidas mínimas de fluido con un porcentaje alto de eficiencia (Zubicaray, 2005).

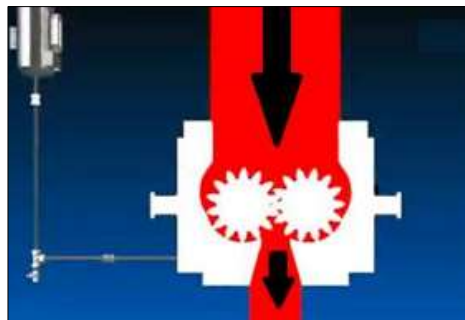


Figura 2-2: Dosificadora de engranes externos.

Fuente: (Díaz & Lescano, 2012)

2.2.3.2. Máquina dosificadora de tornillo sin fin

Es una máquina dosificadora cuyo elemento principal de dosificado es un tornillo sin fin (figura 3-2), ubicado en la parte inferior de la tolva, donde en cada rotación del tornillo libera una misma cantidad de producto.

Se puede usar diferentes mecanismos de reducción de la velocidad del motor, como por ejemplo el uso de bandas con poleas que permita al tornillo girar a la velocidad deseada previo cálculo de estos implementos, otra opción es la de adherir al motor un variador de frecuencia (figura 4-2), que permita disminuir sus revoluciones, por lo que se obtiene que la velocidad del motor es directamente proporcional a la cantidad de producto que se requiera realizar en la descarga (Ortega Acosta & Carrillo Balseca, 2011).

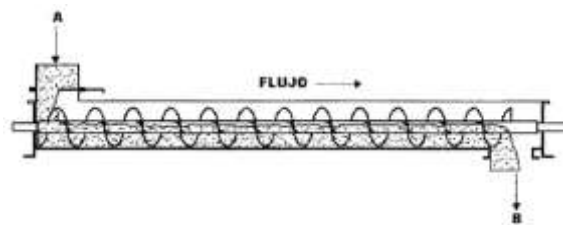


Figura 3-2: Tornillo sin fin.

Fuente: (Pino Salazar, 2005).

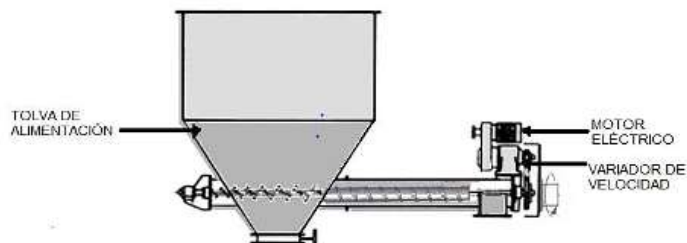


Figura 4-2: Dosificadora de tornillo sin fin.

Fuente: (Cangas & Chaguamate, 2007).

2.2.3.3. Máquina dosificadora de pistón neumático

Es un equipo donde actúa un pistón regulable en su cámara para tener una capacidad exacta de dosificado (figura 5-2), actúa un cilindro neumático, una válvula y una boquilla en la salida del producto, este tipo de máquinas o sistema aplicado en ellas son especialmente usadas para dosificar salsas, cremas, en general productos tipo pasta o cremosos, en cada ciclo de llenado el producto es alimentado o succionado desde una tolva superior que luego es entregado al

contenedor, se fabrican en acero inoxidable considerando a la industria a la cual está dirigida (Ortega Acosta & Carrillo Balseca, 2011).

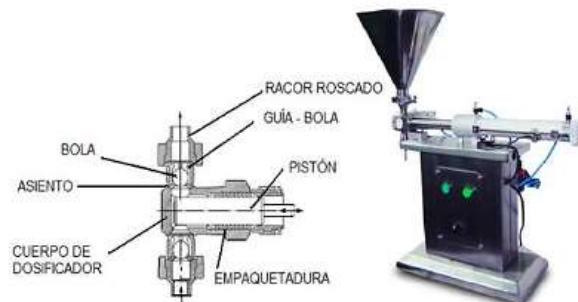


Figura 5-2: Dosificadora de pistón neumático.

Fuente: (Moreno, 2010).

2.2.4. Merengues

Los merengues son básicamente claras de huevo batido que se añade azúcar, muchos pasteleros prefieren azúcar glass, a esta mezcla se le añade saborizantes, pigmentos vegetales naturales, etc. la creatividad es el límite en este tipo de dulces (Morales, 1994).

Las claras de los huevos son ricas en proteínas, vitaminas y minerales como la ovomucina y la ovoalbúmina y la azúcar le agrega las calorías necesarias para un alimento completo y nutritivo (Morales, 1994).

Se ha identificado tres tipos de merengues, el merengue francés, italiano y el suizo.

2.2.4.1. Merengue francés

Es el más común de los tres, se lo realiza con claras de huevo y azúcar, no es muy estable y luego de unos cuantos minutos pierde el volumen alcanzado al momento de batir, en este tipo de merengues encontramos la espumilla, pavlonas y las bases de pasteles.

2.2.4.2. Merengue italiano

Su proceso y composición son distintos, utiliza almíbar de agua con azúcar y las claras de huevo se van añadiendo paulatinamente como un hilito, razón por la cual son los más estables y preferidos por el personal de cocina esto se debe a que mientras las claras van cayendo en el almíbar caliente rápidamente se van cocinando dándole una textura concisa y estable.

2.2.4.3. *Merengue suizo*

Su consistencia es mucho más dura que las anteriores esto se debe a que se caliente sus ingredientes a baño maría mientras se batan y va cogiendo cuerpo y estabilidad (Kirk, Sawyer, & Egan, 1996)

2.2.5. *Propiedades físicas del merengue*

Las claras de huevo son una mezcla de proteínas más agua básicamente, al momento de batirlas se está introduciendo aire, las proteínas contenidas en las claras como la ovoalbúmina que hace posible la unión entre las moléculas de aire y el agua ya que son tensioactivas, mientras una parte de ellas atraen el agua la otra parte la repele y se unen a las moléculas de aire que es introducido cuando se bate rodeando la burbuja de aire (Molina, 2008).

En el inicio del proceso de batir, las burbujas de aire son demasiado grandes y tienden a elevarse dejando a las claras de huevo al fondo, es por eso que debe estar en constante movimiento de batido, hasta que las burbujas alcancen unas dimensiones mucho más pequeñas consiguiendo que las fuerzas efectuadas por las proteínas que rodean las burbujas de aire sean mayores a las provocadas por la gravedad dando estabilidad al producto (Molina, 2008).

No se debe abusar del batido ya que si continuamos con ese proceso se malogrará el producto formando gránulos en la superficie, por efecto del aumento desmesurado de enlaces, razón por la cual las burbujas de aire sean expulsadas por no tener suficiente espacio entre sí (Salvador, 2006).

Para evitar viscosidad en el producto se recomienda que la velocidad de batido debe ser contante y a velocidades altas (Salvador, 2006).

En el momento del horneado el calor evapora el agua contenida en la mezcla y produce la dilatación de las burbujas de aire dándole la forma característica esponjosa y rígida del merengue por acción de la coagulación de la albúmina y las demás proteínas.

Los suspiros pueden ser según la porción del ingrediente tanto duros como blandos, dependerá básicamente de muchos factores que influyan en su producción como puede ser el mercado de destino el coste de la materia prima, la preferencia del producto según las edades de los consumidores, en fin, una amplia gama de factores que se deben desvelar antes de una producción en grandes cantidades (Ferrufino, 2003).

2.2.6. Máquina

Una máquina es un sistema mecánico gobernado por principios físicos mecánicos diseñado para cumplir un fin determinado, es un sistema compuesto por partes móviles y fijas que aprovecha, transforma y controla una forma de energía en trabajo.

Un ingeniero alemán definió a una máquina como “Combinación de cuerpos resistentes de tal manera que, por medio de ellos, las fuerzas mecánicas de la naturaleza se pueden encausar para realizar un trabajo acompañado de movimiento determinado” (Reuleaux).

Un concepto más reciente tomado de una universidad de prestigio se refiere a una máquina como “estructura material diseñada para un propósito específico” (OED).

A las máquinas podemos clasificarlas como:

- Según la complejidad. - Estas pueden ser simples por estar constituidas por un número mínimo de elementos o componentes y complejas que son máquinas que llevan una gran cantidad de elementos o componentes entrelazados entre sí.
- Según el efecto que producen. – Como por ejemplo se tiene máquina-herramienta utilizada para dar forma a elementos sólidos, hechos de aceros o cualquier otro metal que se pueda moldear.
- Según la autonomía de la máquina. – Se encuentran las máquinas manuales, semiautomáticas y automáticas.

Las máquinas tienen un amplio campo de aplicación, pero entre los más importantes podemos citar los siguientes: máquinas para la construcción, agricultura, máquinas móviles, etc.

- Según su fuente de energía. - Máquinas manuales, eléctricas, hidráulicas y térmicas (García M., 2014).

2.2.7. Merengues en el Ecuador

La historia de gastronomía del Ecuador va sin duda de la mano con la llegada de las colonias españolas al país, fueron ellos quienes al trasladarse a vivir al nuevo continente trajeron consigo costumbres y tradiciones que con el pasar del tiempo se fueron convirtiendo en parte propia de nuestra cocina.

Para aquellas épocas la población autóctona basaba su dieta alimenticia en el consumo de granos secos, legumbres, pero muy poco en proteína animal, no conocían el ganado vacuno, ovino, bovino, mucho menos las aves de corral, frutas como la pera, duraznos tampoco las hortalizas sea rábanos, cebollas, lechugas, pero en especial el trigo que fue introducido por los españoles por el Fray Jodoco Rique en 1534, inicialmente fue sembrado en lo que hoy es el convento de San Francisco (Barrera, 2008).

Las amas de casa españolas a finales del siglo XVI compartían algunos postres con la comunidad quiteña tales como: cuajada, flan, pan con miel, arroz con leche de almendras, nueces, avellanas, postres entre ellos los merengues.

En conclusión, la cocina quiteña y ecuatoriana nace a raíz del colonialismo español combinado con las técnicas nativas de los pobladores ancestrales (Barrera, 2008).

Vasco dice que:

Dentro del territorio ecuatoriano, la repostería se originó en los primeros conventos de Quito. A un principio en estos lugares, las religiosas se dedicaban a la elaboración de productos aromáticos, entre ellos estaban algunas aguas como la de rosas, de ámbar, de azahar, entre otras. Los ingredientes principales para realizar este tipo de productos eran el aguardiente y especias dulces como clavo de olor, canela, pimienta dulce y nuez moscada. Luego, algunas religiosas empezaron a realizar otro tipo de productos como potajes de frutas, hasta llegar a una repostería más elaborada (Vasco, 2013, pág. 37).

Generalmente las recetas son llevadas de generación en generación y gracias a ello se puede disfrutar de aquellos sabores que degustaban nuestros antecesores, afortunadamente para nosotros los ecuatorianos gozamos de una variedad de climas, regiones, costumbres, tipos de suelo etc. Esto hace posible una gran variedad de sabores y formas de preparar los dulces, por ejemplo, en la región costera tenemos el coco, bananas, piñas, etc. En la región Interandina o Sierra podemos disponer de manzanas, peras, capulí, duraznos etc.

Actualmente lo que es el centro histórico de Quito encierra una gran cantidad de locales como restaurants, cafeterías, heladería, dulcerías, que conservan estas tradiciones y fabrican día a día cantidades considerables de dulces entre ellos los suspiros, muy apetecidos en especial por turistas que son quienes más frecuentan estos lugares (Almeida Unda, 2018).

Una empresa familiar “Suspiros la Delicia” ubicada en la ciudad de Quito se dedica a la elaboración de suspiros desde el año de 1966, y hoy en día se ha consolidado como una empresa prospera capaz de abastecer el mercado nacional ya que distribuye su producto a cadenas de supermercados como La Favorita, Supermaxi, tiendas entre otras, producto que se sigue haciendo de forma artesanal.

2.2.8. La innovación

En un mundo globalizado y cada vez más competitivo las empresas como la industria alimenticia busca destacar entre sus similares, mediante la innovación de nuevas técnicas u procesos más eficientes para que sus productos sean los más asequibles y preferidos por los usuarios en el mundo.

Diferenciarse de las demás empresas va más allá de solo lanzar nuevos productos, estas empresas deben ir teniendo procesos de innovación y modernización en sus líneas de producción desde el inicio hasta el fin del proceso, ofreciendo un producto que el consumidor esté dispuesto a pagar (Martínez Vicedo, 2016).

La automatización busca eliminar la manipulación humana en la fabricación de productos alimenticios así poder ser más eficientes en relación a la mano de obra manual a la hora de realizar estos mismos procesos (ECURED).

La innovación de los productos alimenticios se logra haciendo cambios en la formulación (ingredientes, composición, preparación), procesos, embalaje enfocándose en ser más atractivo por su forma, color, sabor, textura y mejorando sus características nutricionales (Christian, 2020).

El enfoque del diseño de la máquina semiautomática de suspiros va dirigido precisamente a la innovación de un proceso relacionado con la industria alimenticia aplicando avances tecnológicos a nivel de procesos lógicos como mejorar el tiempo producción, que el producto sea agradable al usuario, manteniendo siempre su forma, color, sabor, y valor nutricional, a la vez el mejorar estos procesos conlleva a un rendimiento superior en las fábricas e industrias alimenticias reduciendo costos en materiales, infraestructura y mano de obra (Christian, 2020).

2.2.9. Boquillas

Una expresión muy conocida por el hombre es aquella que dice “comemos con los ojos” a que se refiere esto, quiere decir que el sentido de la vista juega un papel importante a la hora de apreciar

lo estético de un producto, más aún si se trata de alimentos y junto a un sabor exquisito asegurará el éxito del producto.

Una herramienta indispensable para la decoración de pasteles, postres o para elaborar bocadillos como los suspiros galletas, etc, son las boquillas. El diseño particular de cada boquilla, redondas, estrelladas, con bisel, determinan la labor que tendrá el producto final (Sielro, 2017).

- **Boquillas de estrella cerrada.**- Son ideales para realizar estrella conchas y decoraciones de tortas o un tipo de suspiro (figura 6-2) (Sielro, 2017).



Figura 6-2: Boquilla de estrella cerrada.

Fuente: (Leather Bag, 2019)

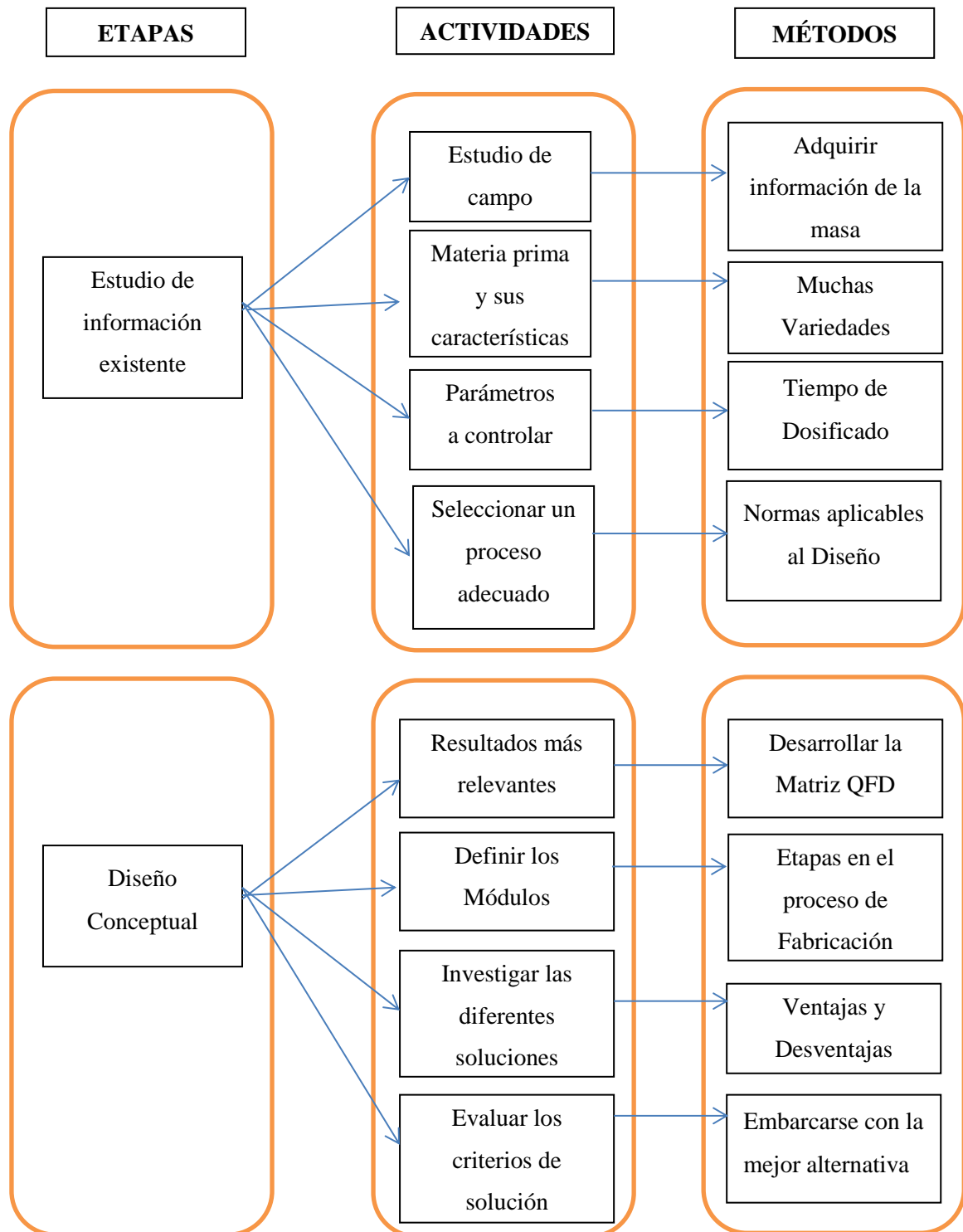
- **Boquillas en espiral.**- Sirven para realizar otro tipo de bocadillo ideal también para decorar tortas, o hacer suspiros (figura 7-2) (Sielro, 2017).



Figura 7-2: Boquilla en espiral.

Fuente: (Leather Bag, 2019)

2.2.10. Estrategia para el diseño



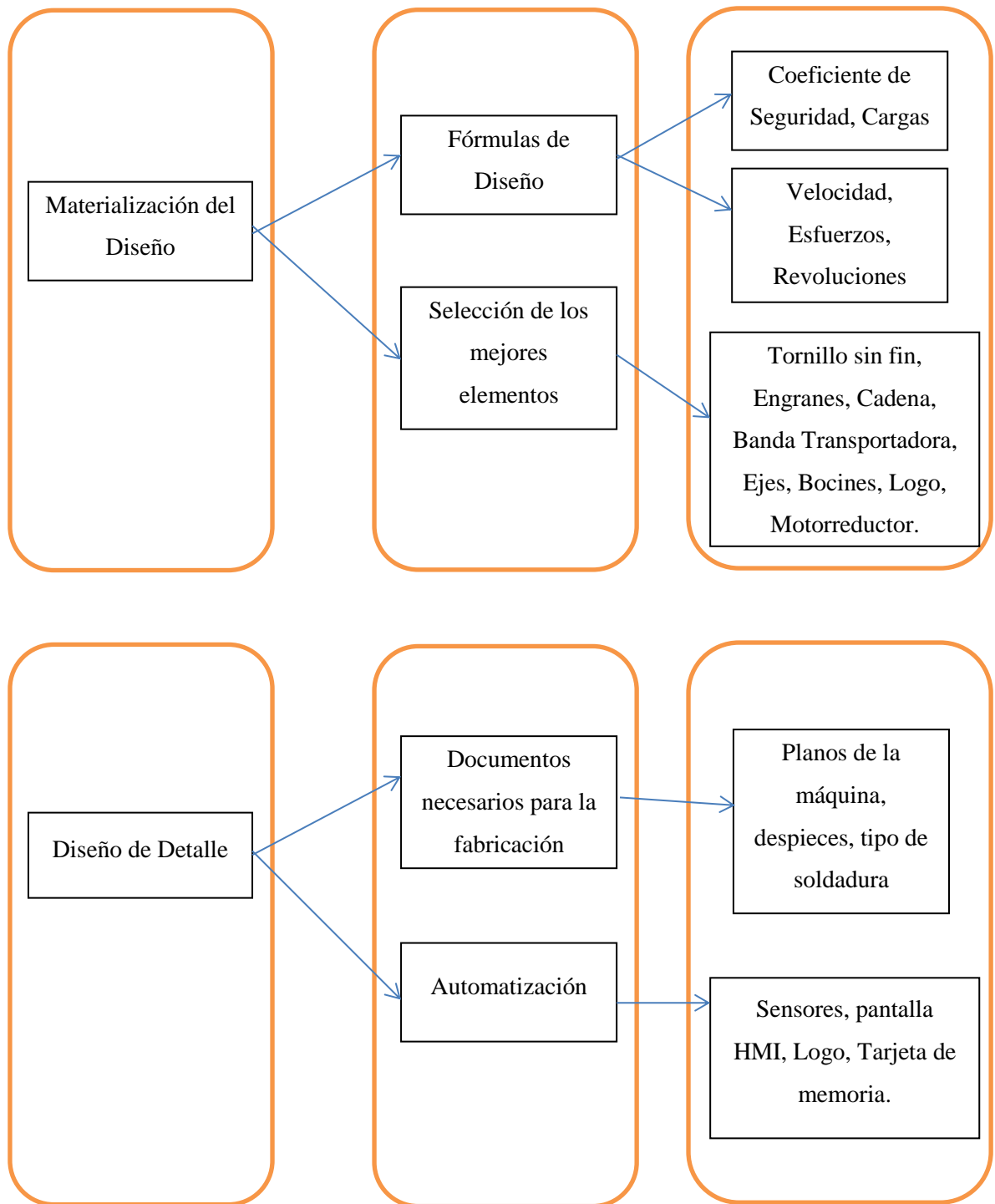


Gráfico 1-2: Metodología propuesta.

Fuente: (Quishpillo & Moreta, 2020)

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

CAPITULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

El presente capítulo hablará sobre los resultados obtenidos de la matriz de calidad (QFD), las alternativas de solución sobre la máquina que se puedan dar mediante un análisis conceptual, de igual manera se tratará el diseño mecánico con su proceso de automatizado, para su posterior construcción, terminando con una guía de funcionamiento y un plan de mantenimiento.

3.1. Requerimientos funcionales y parámetros de diseño

Se ha establecido utilizar el método de diseño concurrente en el cual se analizará el desarrollo de la función de calidad (QFD), cuyo objetivo es analizar las necesidades y requerimientos de los clientes (voz del usuario) y un análisis técnico (voz del ingeniero), los mismos que servirán para el diseño de una máquina, que cumpla con todos los parámetros establecidos para la cual fue diseñada obteniendo así un producto de calidad (Riba, 2002).

3.1.1. *La casa de calidad*

En primera instancia se establece las demandas de los usuarios (voz del cliente), las mismas que a posterior serán traducidas en requerimientos técnicos del producto (voz del ingeniero) (Riba, 2002).

3.1.1.1. *Voz del usuario*

Representa las demandas de los usuarios, tal como características y requerimientos con la que debe contar la máquina para fabricar suspiros.

- Tamaños variados del producto final
- Dimensiones
- Confort
- Calidad del producto

- Capacidad
- Bajo costo
- Fácil operación
- Fácil mantenimiento
- Durabilidad
- Optimización del tiempo de producción

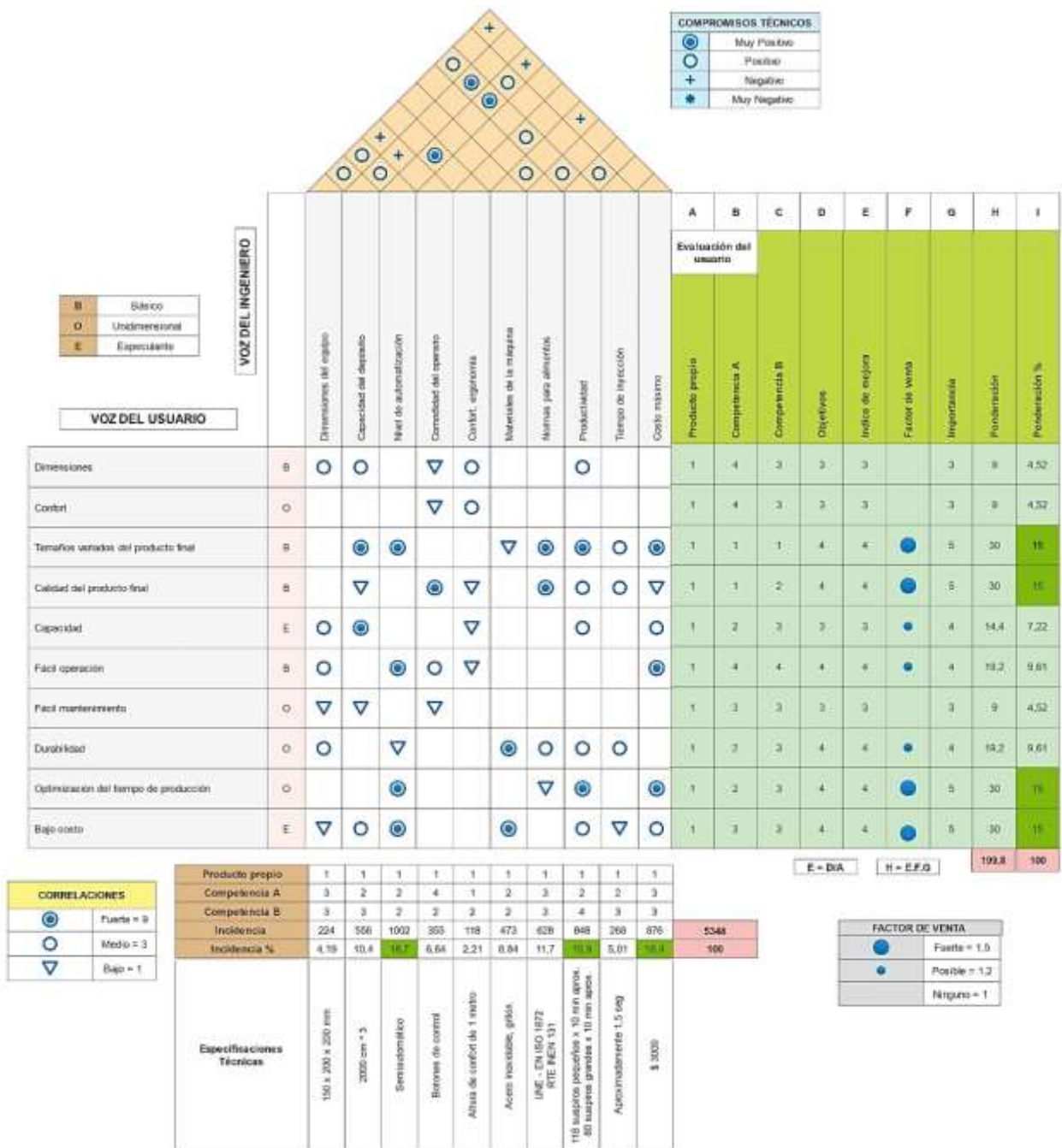
3.1.1.2. *Voz del ingeniero*

Usando criterios de ingeniería se transforma las demandas de los usuarios en criterios técnicos del producto, como se muestra a continuación:

- Nivel de automatización
- Confort, ergonomía
- Capacidad del depósito
- Comodidad del operario
- Dimensiones del equipo
- Materiales de la máquina
- Normas para alimentos
- Productividad
- Tiempo de inyección
- Costo máximo

Una vez establecido todos los criterios tanto del usuario como del ingeniero se proceden a realizar el análisis de resultados de la matriz QFD, según lo que establece el autor (Riba, 2002).

Tabla 1-3: Matriz QFD (Casa de la calidad).



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.2. Resultados de la matriz de calidad (QFD)

Una vez realizado el análisis de la función de calidad, se presenta los resultados mediante el cual nos arrojó varias opciones en concreto con una considerable calificación, las mismas que servirán para el diseño de la máquina para la fabricación de suspiros que se detallan a continuación:

3.2.1. Nivel de automatización

Es un factor clave en la elaboración de la máquina, con ella se permite que su producción se agilice y se obtenga cantidades significativas del producto con una calidad uniforme sin que exista un desperdicio de materia prima.

3.2.2. Costo

Es de vital importancia ya que favorece a las pequeñas y medianas panificadoras de la ciudad de Riobamba a adquirirlas para que su producción se vea aumentada y le permita obtener ganancias significativas respecto a las que se las obtiene produciendo de forma artesanal.

3.2.3. Productividad y capacidad

Una vez puesta en marcha la máquina debe ser capaz de fabricar como mínimo 118 suspiros pequeños por cada 10 minutos, de igual forma con los suspiros grandes tenga un mínimo de producción de 80 unidades por cada 10 minutos. La capacidad de la máquina dependerá de manera directa al tipo de merengue utilizado ya sea Francés o Suizo, y de igual forma al volumen de la tolva que será de 25000 cm³.

3.2.4. Normativa

Se establece que para el diseño de la maquinaria para procesado de alimentos se trabaje con los requisitos estipulados tanto en la norma UNE – EN 1672 – 2:2006+A1:2009 actualmente vigente como en la RTE INEN 131.

3.3. Especificaciones técnicas

Para el proceso de diseño es necesario agrupar las características o especificaciones del proyecto en un archivo llamado documento de especificación, en donde el mismo contará con toda la información posible en relación al proyecto (Díaz & Lescano, 2012).

En la tabla 2-3 nos muestra un modelo que contiene la denominación del producto con las características de cada uno como se tiene:

Tabla 2-3: Lista de referencia de especificaciones.

Lista de referencia de especificaciones	
Conceptos	Determinaciones
Dimensiones	Todo aquello susceptible de medir como: peso, longitud, altura, ancho, diámetros, volumen, capacidad, posicionamiento, revoluciones, número de elementos, tiempos.
Función	Describir el funcionamiento que realizan los diferentes sistemas que integran la máquina, para realizar el trabajo requerido final.
Movimientos	Dar a conocer los esquemas de movimientos que realiza la máquina como: rotación, traslación, secuencias en determinados tiempos, trayectorias, velocidad angular velocidad lineal, aceleración.
Energía	Describir la transformación de energía con ayuda de los mecanismos y sistemas mecánicos, eléctricos y electrónicos. Sistema de alimentación de energía, transmisiones, sistema de potencia, sistema de control automático.
Costo	Enfocarse en disminuir costos de producción sin menoscabar en la calidad del producto, elegir alternativas en materiales de bajo costo y similares características.
Materiales	Disposición en el mercado, preferencia del usuario, compatible con la industria alimenticia, Limitaciones económicas.
Señales eléctricas y de control	Señales de encendido y apagado, sensores, actuador, de mando.
Construcción	Preferencias en el tipo de fabricación, facilidad y confiabilidad de producción, admitir variación en la construcción.
Transporte y traslado	Cuidar las dimensiones, fácil instalación, soportar golpes leves, montaje y desmontaje de la máquina, puesta a punto.
Vida útil	Propiciar la Fiabilidad, confiabilidad, mantenibilidad.
Mantenimiento	Plan efectivo de mantenimiento preventivo, correctivo, mejorativo, aumentar la vida útil.

Fuente: (Riba, 2002)

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.3.1. Especificaciones técnicas de la máquina de suspiros

En la tabla 3-3 se indican todas las especificaciones que deberá tener nuestra máquina para la fabricación de suspiros, la misma que parte de la materia prima que es en este caso la masa (francés o suiza) hasta su producto final tomando en consideración los resultados obtenidos en la función de calidad (QFD), con los que se hace necesario detallar estas especificaciones.

- **Deseo (D):** Son las especificaciones que ayudarán a mejorar varios aspectos de la máquina sin ser necesarias.
- **Requerimiento (R):** Son las especificaciones donde la máquina no pierde su objetivo (Díaz & Lescano, 2012).

Tabla 3-3: Especificaciones técnicas de la máquina para la fabricación de suspiros.

Diseñadores Zapata Bazantes Paulo César Caisaguano Villa Edwin Paúl	Denominación			Fecha inicial:	
	Diseño y construcción de una máquina dosificadora semiautomática para uso gastronómico con capacidad de 25000 [cm³] para elaborar suspiros a partir de masa tipo francés o suiza en tamaños pequeños y grandes			Última revisión:	
				Hoja N° 01	
Características					
Denominación	Fecha	Propone	R/D	Descripción	
Dimensiones		C	D	Dimensiones: (600x600x1600) mm	
		C	D	Capacidad de tolva: 25 litros	
Función		C	D	Dosificar suspiros	
		C	R	Dosificar 24 merengues/min (60 gr)	
		C + I	R	La operación de la máquina debe ser de fácil uso	
Movimientos		D	D	Dosificado de forma vertical	
		C	R	Elevación de bandeja dependiendo del tamaño del producto deseado	
		C	R	Producto final transportado horizontal	
Energía		I	R	Alimentación eléctrica 220v	
Costo		C	D	Costo de desarrollo (3000), costo de marketing (500)	
Materiales		C	R	Acero Inoxidable M304	

		C + I	R	Grilón.
Señales eléctricas y de control		C	R	Fácil de operar desde una pantalla HMI
		I	R	Tiempos de dosificado
Construcción		D	R	Cumpliendo los parámetros obtenidos en planos de construcción
Transporte y traslado		C	D	Fácil de transportar y un montaje y desmontaje rápido.
Vida útil		D	D	95%
Mantenimiento		D	R	Fácil mantenimiento
<p>Propone: R/D D= Deseo, MR= Modificación de requerimiento, C= Cliente M= Marketing, R= Requerimiento, P= Producción, F= Fabricación.</p>				

Fuente: (Riba, 2002)

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.3.1.1. Especificación del producto

Abarca lo concerniente al conjunto de determinaciones, características que describa en breves especificaciones para ser de guía en el diseño y construcción de la máquina.

Requerimiento: Es toda especificación a la cual hace referencia por qué la construcción de la máquina, el propósito mismo de su creación sin la cual no tendría sentido su construcción.

Deseo (D, o especificación necesaria): Son características o especificaciones que suman a un diseño que podría resultar más eficiente y mejorar visualmente, sin que estos cambios sean fundamentales en el diseño (Riba, 2002).

3.4. Diseño conceptual

Definidas las especificaciones técnicas del diseño del producto, se procede a realizar un diseño conceptual, mediante el cual se apoyará de la estructura funcional de la máquina, la misma que generará módulos que serán analizados para encontrar soluciones a cada uno de ellos, y así; en consecuencia, encontrar y seleccionar una mejor alternativa de diseño del equipo.

3.4.1. Estructura funcional

La principal función de nuestra máquina es elaborar suspiros tanto pequeños y grandes a partir de masa tipo francés o suiza. Mediante el gráfico 1-3 se muestra los flujos necesarios para la elaboración del producto final, el mismo que indica la tarea global del equipo.

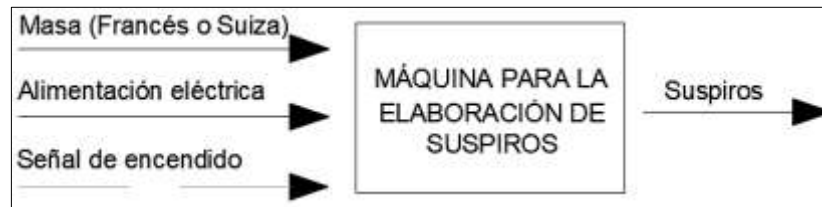


Gráfico 2-3: Análisis funcional general de la máquina para elaborar suspiros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Se tiene como resultado que existen variables de entrada como son la masa (francés o suiza), alimentación eléctrica, señal de encendido y una única variable de salida como los es el producto final que son los suspiros, las mismas que proporcionan los requerimientos necesarios para que se cumpla su función global.

3.4.2. Definición de módulos

La definición de los módulos está orientada específicamente a definir todas las fases de proceso que conlleven a la fabricación del producto, en donde es necesario un análisis de las posibles alternativas que serán estudiadas para llegar a la selección de la mejor solución. Mediante el gráfico 2-3 se indica las etapas que conlleva el proyecto el cual servirá para el diseño de la máquina.

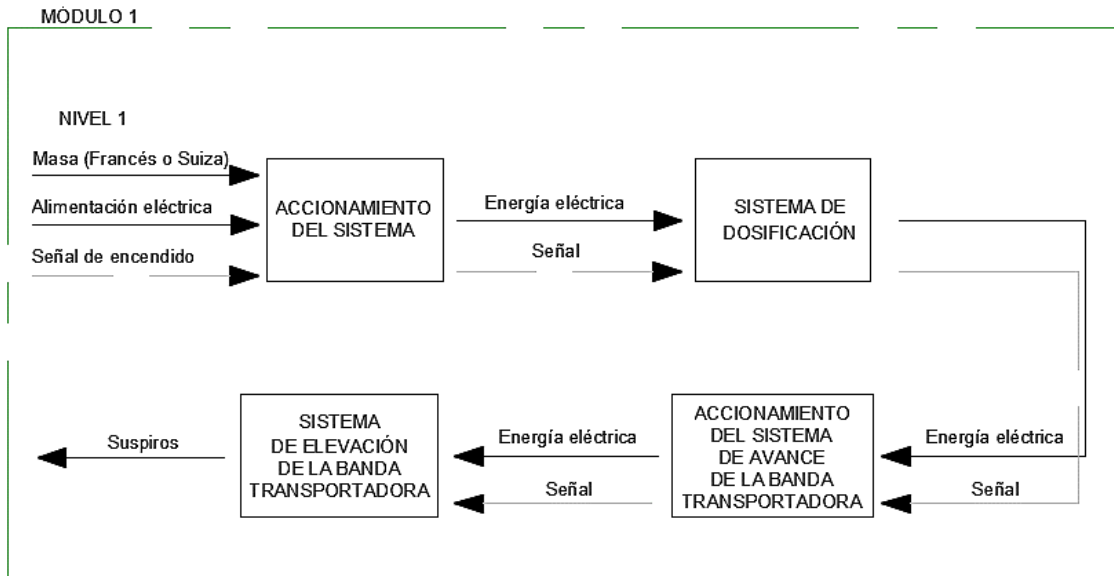


Gráfico 3-3: Nivel 1 del análisis funcional de la máquina para elaborar suspiros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.5. Evaluación de soluciones

A continuación, se procede a realizar un análisis detallado de cada alternativa mediante el cual se evalúan para tomar decisiones adecuadas (Riba, 2002).

Para la toma de estas decisiones deben tener dos elementos característicos indispensables como son las alternativas y los criterios a tomar en cuenta.

3.5.1. Alternativas

Se establece para una decisión correcta que se disponga de dos alternativas como mínimo, pero la recomendación es entre 3 y 6 alternativas cuyas especificaciones o características sean distintas (Riba, 2002).

3.5.2. Criterios

Los criterios se implementan de acuerdo a como deben ser evaluadas las alternativas. Se debe considerar de forma global que en todas las soluciones se establecen varios aspectos y en la totalidad de los métodos de evaluación se implementa la ponderación de criterios (Riba, 2002).

3.5.2.1. *Método ordinal corregido de criterios ponderados*

Este método es adecuado debido a que sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos. El mismo se basa en tablas en donde cada solución o criterio se confronta con las soluciones o criterios sobrantes y se les asigna valores que a continuación se los especificará (Quishpillo & Moreta, 2020).

- **Valor 1:** La solución de las filas es superior o mejor que el de las columnas.
- **Valor 0,5:** La solución de las filas es igual o correspondiente al de las columnas.
- **Valor 0:** La solución de las filas es inferior o peor que el de las columnas (Riba, 2002).

3.6. **Criterios de selección de alternativas**

Se establece que para la selección de alternativas se tome en cuenta las características que se obtuvieron en la tabla 3-3 de especificaciones técnicas, las mismas que se evaluarán en base al método ordinal corregido de criterios ponderados que servirán de ayuda para el diseño y fabricación de la máquina de elaboración de suspiros (Díaz & Lescano, 2012).

3.7. **Estudio de alternativas.**

Se verifica del gráfico 2-3 que obtenemos la estructura modular de la máquina, en donde se procede a realizar la operación con el depósito de la masa (francés o suiza), con ella se especifican cada etapa a ser ejecutada, mediante el cual a partir de este análisis se procederá a la selección de la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos de la máquina de fabricación de suspiros.

A continuación, se analiza cada etapa de la estructura modular:

- Etapa 1: Tipo de elemento de accionamiento del sistema.
- Etapa 2: Tipo de dosificación.
- Etapa 3: Tipo de elemento de avance para banda transportadora.
- Etapa 4: Tipo de elemento de elevación para banda transportadora.

3.7.1. ***Etapa 1.***

Se presentan tres opciones para el sistema de accionamiento del sistema, en donde se analiza cada una de acuerdo a las ventajas y desventajas.

3.7.1.1. *Opción 1: Motor de imán permanente*

Ventajas:

- Movimientos precisos.
- Son los más utilizados.
- Se puede regular la velocidad con un variador de frecuencia.
- Fácil control.
- No requiere una fuente de potencia.
- Torques altos.
- Alto rendimiento.

Desventajas:

- Necesidad de un encoder para situar el motor a la posición inicial.
- Se sobrecalientan a temperaturas elevadas.

3.7.1.2. *Opción 2: Servomotor*

Ventajas:

- Ciclo de vida prolongado.
- Bajo costo de mantenimiento.
- La corriente de arranque es pequeña.
- Tamaños pequeños.
- Trabajan con corriente continua (DC).
- Convierte la energía eléctrica en mecánica.
- Torques altos.
- Mayor precisión.

Desventajas:

- Limitado control de posición de 0° a 180°.
- Tiene una construcción costosa.
- No se puede cambiar la velocidad.

3.7.1.3. Opción 3: Motorreductor**Ventajas:**

- Adaptación tanto la velocidad como la potencia que transmite.
- Instalación rápida.
- Reducción de costos de mantenimiento.
- Ocupa en menor espacio.
- Mayor torque a bajas velocidades.
- Ofrece varia versatilidad para espacios reducidos.
- Su transmisión tiene mayor eficiencia.
- Retención de lubricante.
- Protección contra el medio ambiente.

Desventajas:

- Necesidad de conexión 220v.
- Alto nivel de ruido.
- Costo dependiendo de su necesidad.

3.7.2. Etapa 2.

Se presentan tres opciones para el sistema de dosificación, en donde se analiza cada una de acuerdo a las ventajas y desventajas.

3.7.2.1. Opción 1: Dosificadora de engranes externos

En este tipo de dosificadora se empuja la materia prima hacia los dosificadores por medio de una bomba de engranes donde el sentido de giro de ambos engranes es distinto, en este tipo de dosificadora la porción dosificada depende tanto del tamaño de los engranes como de su velocidad de giro, esto se puede verificar en la figura 2-2 sobre un sistema de dosificación de engranes.

Ventajas:

- La materia prima es de fácil aprovisionamiento.
- Su dosificación es continua.
- Se puede controlar su velocidad.
- Son herméticos.
- El volumen de dosificado es regulable.
- Su producción se lo realiza en el menor tiempo.
- Su manejo es cómodo.
- Bajo ruido de trabajo.

Desventajas:

- Compleja construcción de sus elementos.
- Alto costo de mantenimiento.
- Lubricación.
- Su montaje es complicado.

3.7.2.2. Opción 2: Dosificadora de tornillo sin fin

En este tipo de dosificadora la materia prima arrastrado por un tornillo sin fin, la misma que llega a sus boquillas donde se deposita en un lugar óptimo para su producción, esto se puede verificar en la figura 4-2 sobre un sistema de dosificación mediante tornillo sin fin.

Ventajas:

- Dosificación continua.
- Su montaje es sencillo.
- Toleran altas temperaturas.
- Son herméticos.

Desventajas:

- Requiere alto grado de potencia.
- Volumen de dosificado es bajo.
- Alto riesgo de contaminación.

- El costo del maquinado del tornillo sin fin es alto.
- Dificultad de limpieza luego del trabajo.

3.7.2.3. *Opción 3: Dosificadora por pistón*

En este tipo de dosificadora la materia prima es desalojado del recipiente por la acción neumática de un pistón y trasladado hacia las válvulas dosificadoras, esto se puede verificar en la figura 5-2 sobre un sistema de dosificación por pistón.

Ventajas:

- Herméticos.
- Ideal para productos líquidos densos o viscosos.
- Su montaje es sencillo.
- Nivel de dosificado regulable.
- Su manejo es cómodo.

Desventajas:

- Costo elevado del sistema neumático.
- El volumen de llenado es discontinuo debido a espacios de aire cuando se realiza la dosificación.
- Se puede taponar el sistema de dosificado por endurecimiento de la materia prima.
- Largos tiempos de dosificado.
- Producción baja debido a que solo consta de una salida.

3.7.3. *Etapa 3.*

Se presentan tres opciones para el sistema de avance de la banda transportadora, en donde se analiza cada una de acuerdo a las ventajas y desventajas.

3.7.3.1. *Opción 1: Motor acoplado a una cadena*

En este tipo de movimiento el motor a utilizar se acopla una catalina la que permite realizar el giro transmitiendo al piñón y por ende al eje, de modo que se obtiene transmisión y avance de la banda transportadora.

Ventajas:

- Movimiento uniforme.
- Bajo ruido.
- Mantenimiento económico.
- Elevada capacidad de carga.
- Alto torque.
- Distribución del peso de los elementos a acoplar.

Desventajas:

- Lubricación.
- Desgaste de sus elementos.
- Instalación para una adecuada transmisión.

3.7.3.2. Opción 2: Actuador neumático rotatorio

En este tipo de movimiento de la banda transportadora se tiene un actuador neumático, que a través del mismo proporciona avance de la banda transportadora.

Ventajas:

- Su tamaño es pequeño.
- Su mantenimiento es fácil.
- Tiene accionamiento de sus actuadores de manera inmediata.
- Gran variedad en el mercado.
- Trabaja a presiones pequeñas.
- Trabaja en cualquier ambiente ya que su aire comprimido es insensible a las variaciones de la temperatura.

Desventajas:

- Su lubricación es de manera continua.
- Constante limpieza del aire a trabajar.
- Adquisición de un compresor adicional para la realización del trabajo.

3.7.3.3. *Opción 3: Motor y electro embrague*

En este tipo de movimiento de la banda transportadora se tiene un motor y electro embrague que permite obtener paradas intermitentes al momento de la dosificación.

Ventajas:

- Es de fácil mantenimiento.
- Fácil ajuste al sistema de la banda transportadora.

Desventajas:

- Movimientos discontinuos por falta de precisión.
- Elevado peso.
- Regulación eléctrica constante.
- Inestabilidad de la estructura de la máquina.

3.7.4. *Etapa 4.*

Se presentan dos opciones para el sistema de elevación de la banda transportadora, en donde se analiza cada una de acuerdo a las ventajas y desventajas.

3.7.4.1. *Opción 1: Motor con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia*

En este tipo de movimiento el motor a utilizar tiene una rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia, debido al alto torque del motor, el paso del tornillo, y la distancia de acople del sistema de elevación permitirá tener un control del sistema de elevación de la banda transportadora, para una rápida ejecución en la producción de merengues.

Ventajas:

- Movimiento uniforme.
- Bajo ruido.
- Mantenimiento económico.
- Elevada capacidad de carga.
- Alto torque.
- Alta reducción de velocidad en el mínimo espacio posible.

Desventajas:

- Lubricación.
- Desgaste de sus elementos.
- Maquinado de los elementos que componen el sistema.

3.7.4.2. Opción 2: Actuador neumático

En este tipo de movimiento de elevación de la banda transportadora se tiene un actuador neumático que permite de forma inmediata y precisa el movimiento de esta banda.

Ventajas:

- Alta velocidad de operación.
- Trabaja a presiones pequeñas.
- Respuesta inmediata.
- Tamaño de los actuadores pequeños.
- Bajo costo.
- Variedad en el mercado.
- Fácil control del actuador.

Desventajas:

- Necesidad de un compresor para la carga del actuador.
- El aire a trabajar debe estar limpio.
- No soportan cargas rígidas.

3.7.4.3. Opción 3: Actuador hidráulico**Ventajas:**

- Fuerza de empuje elevado y desplazamiento elevado.
- Respuesta inmediata.
- Tamaño de los actuadores pequeños.
- Se utiliza en aplicaciones industriales.
- Soportan cargas rígidas.

Desventajas:

- Elevado costo.
- Limpieza adecuada.
- Mantenimiento adecuado debido a su alta presión.
- Velocidades bajas.

3.8. Alternativas de solución

Una vez realizado el análisis de las ventajas y desventajas se realiza la matriz morfológica de la máquina para elaborar merengues (tabla 4-3), en donde nos indica las tres posibles alternativas de solución, las mismas que se verán analizadas nuevamente en sus ventajas y desventajas como conjunto en sí de la unión de las opciones de cada etapa. Cabe recalcar que estas alternativas se deben combinar entre sí verificando que los componentes sean compatibles para obtener una solución adecuada.

Tabla 4-3: Matriz morfológica de la máquina para elaborar suspiros.

Operación	Componentes		
Accionamiento del sistema	Motorreductor	Motor de imán permanente	Servomotor
Dosificación	Engranajes externos	Tornillo sin fin	Pistón
Accionamiento de avance para la banda transportadora	Motor acoplado a una cadena	Actuador neumático rotatorio	Motor y electroembrague
Accionamiento de elevación de la banda transportadora	Motor con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia	Actuador hidráulico	Actuador neumático
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.8.1. *Alternativa 1*

Tabla 5-3: Componentes de la alternativa 1.

Operación	Alternativa 1
Accionamiento del sistema	Motorreductor
Dosificación	Engranajes externos
Accionamiento de avance para la banda transportadora	Motor eléctrico acoplado a una cadena
Accionamiento de elevación de la banda transportadora	Motor eléctrico con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Ventajas:

- Sistema para elaborar suspiros de manera uniforme, con un movimiento eficaz y un bajo costo.
- Alta producción debido a varias salidas (boquillas) del sistema de dosificado.
- Dosificado uniforme debido al mecanismo de elevación de la banda transportadora.
- El descenso de la banda transportadora se realiza por pasos intermitentes mientras va dosificando debido al mecanismo del motor con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia.

Desventajas:

- Alto costo de mantenimiento de sus partes móviles tanto el dosificador como el avance y elevación la banda transportadora.

3.8.2. Alternativa 2**Tabla 6-3:** Componentes de la alternativa 2.

Operación	Alternativa 2
Accionamiento del sistema	Motor de imán permanente
Dosificación	Tornillo sin fin
Accionamiento de avance para la banda transportadora	Actuador neumático rotatorio
Accionamiento de elevación de la banda transportadora	Actuador hidráulico

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Ventajas:

- Dosificación continua para la elaboración de suspiros con control inmediato de la banda transportadora.

Desventajas:

- El volumen de dosificado es pequeño.
- Alto costo de construcción debido a sus elementos de maquinados.

- Alto costo de mantenimiento de actuadores neumáticos.
- Puede producir contaminación si no se hace limpieza del tornillo luego del trabajo de producción.
- No existe control intermitente en el actuador hidráulico de elevación por lo que la bandeja sube rápidamente y baja.

3.8.3. *Alternativa 3*

Tabla 7-3: Componentes de la alternativa 3.

Operación	Alternativa 3
Accionamiento del sistema	Servomotor
Dosificación	Pistón
Accionamiento de avance para la banda transportadora	Motor y electro embrague
Accionamiento de elevación de la banda transportadora	Actuador neumático

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Ventajas:

- Se regula la dosificación requerida por el usuario dando paradas intermitentes que permiten la elaboración de un adecuado suspiro uniforme.

Desventajas:

- El volumen de dosificado es pequeño.
- El espacio a ocupar es grande.
- Carga del cilindro neumático cada cierto tiempo mediante un compresor.
- Para la producción el aire debe estar limpio para que el actuador neumático no tenga problemas.
- No existe control intermitente en el actuador neumático de elevación por lo que la bandeja solo sube rápidamente y baja.

3.9. Criterios de selección de alternativas

Para seleccionar los criterios adecuados para el análisis de cada alternativa se toma en cuenta las especificaciones técnicas más relevantes que se analizó en el apartado de la función de calidad utilizando el método ordinal corregido de criterios ponderados:

- **Nivel de automatización:** Para la fabricación de suspiros se deberá tomar en cuenta parámetros de control de todos los elementos que conforma la máquina.
- **Dosificación:** En el menor tiempo la máquina debe dosificar la mayor cantidad posible de suspiros sobre una bandeja para horno.
- **Versatilidad:** La máquina debe tener varias opciones para presentación del producto tal como, los suspiros de distinto tamaño, y una variación de esta como la elaboración de deditos.
- **Costo:** El costo del equipo se tomará en consideración tanto los materiales mecánicos, eléctricos, como sus componentes en un valor que no exceda de los \$3000.

3.9.1. Evaluación del peso específico de cada criterio

Tabla 8-3: Peso específico de cada criterio.

Costo > Dosificación > Versatilidad = nivel de automatización						
	Costo	Dosificación	Versatilidad	Nivel de automatización	Σ+	Ponderación
Costo		1	1	1	4	0,4
Dosificación	0		1	1	3	0,3
Versatilidad	0	0		0,5	1,5	0,15
Nivel de automatización	0	0	0,5		1,5	0,15
				Σ	10	1,00

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.9.2. *Peso específico del criterio costo*

Tabla 9-3: Peso específico del criterio costo.

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3					
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,333
Alternativa 2	1		1	3	0,500
Alternativa 3	0	0		1	0,167
			Σ	6	1,00

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.9.3. *Peso específico del criterio de dosificación*

Tabla 10-3: Peso específico del criterio de dosificación.

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,500
Alternativa 2	0		1	2	0,333
Alternativa 3	0	0		1	0,167
			Σ	6	1,00

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.9.4. *Peso específico del criterio de versatilidad*

Tabla 11-3: Peso específico del criterio de versatilidad.

Alternativa 1 > Alternativa 2 = Alternativa 3					
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5		1,5	0,25
			Σ	6	1,00

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.9.5. *Peso específico del criterio nivel de automatización*

Tabla 12-3: Peso específico del criterio nivel de automatización.

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,500
Alternativa 2	0		1	2	0,333
Alternativa 3	0	0		1	0,167
			Σ	6	1,00

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.9.6. *Conclusión y selección de la mejor alternativa*

Tabla 13-3: Conclusión de los pesos específicos.

CONCLUSION						
	Costo	Dosificación	Versatilidad	Nivel de automatización	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,1332	0,15	0,075	0,075	0,4332	1
Alternativa 2	0,2	0,0999	0,0375	0,04995	0,38735	2
Alternativa 3	0,0668	0,0501	0,0375	0,02505	0,17945	3

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Se concluye que la mejor solución que cumple con todos los criterios de evaluación en base a la tabla 13-3, es la **solución 1**. Esta máquina (figura 1-3), estará conformada por un accionamiento del sistema mediante un motorreductor (1), de igual forma se tendrá un dosificado mediante un sistema de engranes externos (2), que permite obtener un producto uniforme. Con respecto al avance de la banda transportadora se optó por un motor acoplado a una cadena (3), ya que facilita la movilidad de la banda por su alto torque, de igual manera la elevación y descenso de la banda se lo hará mediante un motor eléctrico con rueda dentada acoplado a un tornillo de potencia (4), que permita la regulación uniforme al momento de dosificar tamaños y modelos distintos de suspiros.

3.9.7. *Diseño de detalle*

Una vez analizado y seleccionado la mejor alternativa se procede a realizar el diseño de detalle de la misma. Se utilizará el software SolidWorks para el modelado de los componentes que conforma la máquina para la elaboración de suspiros de distinto tamaño a partir de masa (francés o suiza), como se muestra en la figura 1-3.

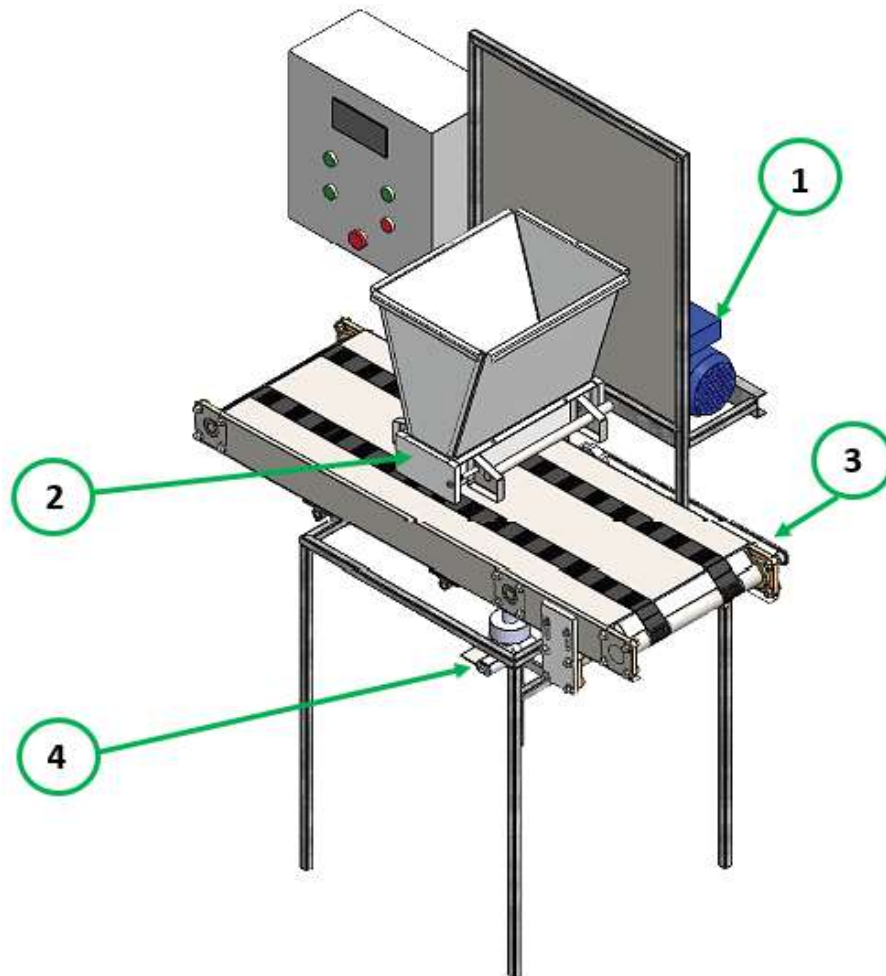


Figura 8-3: Diseño de detalle de la alternativa seleccionada.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.10. Selección del material para los elementos que componen la máquina

El proceso de selección se hizo de acuerdo al uso que va a tener el equipo, es decir en este caso se va a destinar a la manipulación de alimentos de consumo humano, además debe soportar cargas de impacto moderadas y a un esfuerzo de tensión no muy exigente, lo primordial para este tipo de máquinas es elegir el tipo de material para que no reaccione con los elementos químicos que

están contenidos en los alimentos, lo cual podría llevar a una intoxicación o degradación del producto que va a manipular con éste equipo.

Con la ayuda del software **CES Edupack 2019** se tomo como una herramienta de ayuda para seleccionar de entre un universo de materiales el que mejor se apegue a las necesidades que requiere la máquina que se esta diseñando, se tomo en cuenta las siguientes cualidades:

- Filtros
- Esfuerzo de tensión
- Tenacidad a la fractura.

¿Porqué se considero éstos parámetros?

La máquina al estar formada por una estructura rígida y elementos con movimientos esporádicos, va a tener que soportar cargas de impacto, también los elementos móviles y confinados dentro de una carcasa como son los engranes de desplazamiento positivo provocará que las paredes de ésta estén sometidos a esfuerzos o tensiones y el material seleccionado debe ser capaz de soportar estos efectos tanto rígidos y esporádicos como de fluencia.



Figura 9-3: Datos iniciales para selección del material.

Fuente: Imagen tomada del Software CES EduPack 2019.

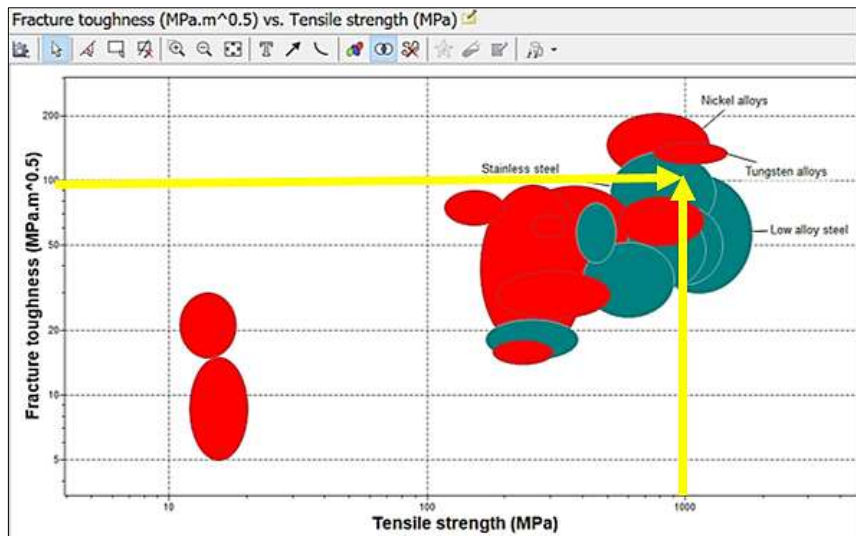


Figura 10-3: Materiales obtenidos para datos iniciales.

Fuente: Imagen tomada del Software CES EduPack 2019.

Se puede observar en la figura 3-3 que entre la alta gama de elementos metálicos y aleaciones los mas indicados para la contrucción de la máquina tenemos los aceros inoxidables, aleaciones de niquel, aleaciones de tungsteno y aceros de baja aleación. De este grupo de elementos metálicos la mejor opción son los aceros inoxidables por disponibilidad y precios, además se puede visualizar que tiene una gran ventaja en los referente a tenacidad a la fractura muy necesaria para este equipo.

La forma mas común de acero inoxidable austeníticos en el mundo por precio y disponibilidad es el acero AISI 304 y el 304L a diferencia del primero de éstos aceros, el segundo el acero AISI 304L posee una característica que es la de evitar el fenómeno de corrosión intergranular, que es un empobrecimiento del cromo cuando el metal es sometido a temperaturas de entre los 500 a 800 °C, y teniendo en cuenta que uno de los alcances del proyecto es trabajar con masas que se mantengan a una temperatura estable mayor a la de ambiente con la ayuda de niquelinas (Norton, 2011).

Para la estructura de la máquina se deben considerar características distintas (figura 4-3), que lleven a elegir correctamente el tipo de material que debemos adquirir o que se encuentre en el mercado, en este caso se trata del acero ASTM A36.



Figura 11-3: Datos finales para selección del material.

Fuente: Imagen tomada del Software CES EduPack 2019.

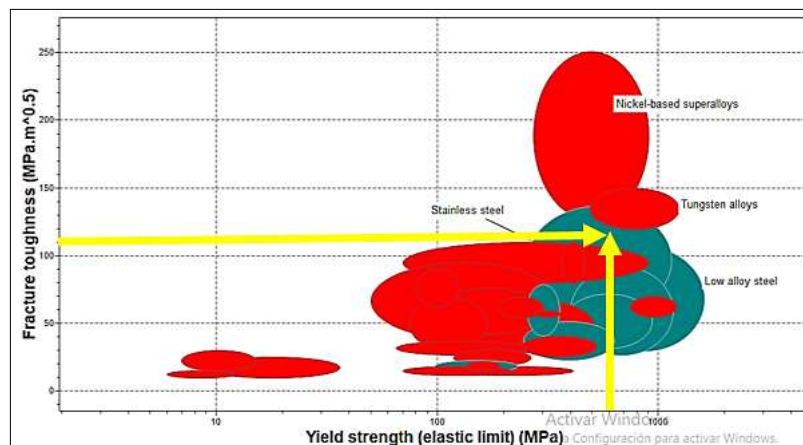


Figura 12-3: Materiales obtenidos para datos finales.

Fuente: Imagen tomada del Software CES EduPack 2019.

3.10.1. Grilón

La poliamida 6 (figura 6-3), es un material que ha ido sustituyendo en muchos campos al acero por sus excelentes características tribológicas, una rigidez excelente, buena tenacidad, una combinación apropiada en el esfuerzo peso, resiste muy bien el desgaste, es estable, es decir no pierde sus dimensiones, absorbe golpes, facilidad en el mecanizado, las industrias cada vez más preocupadas por brindar un buen producto que a la vez sean de bajo costo optan por elementos como éste, con excelentes propiedades mecánicas, eléctricas, químicas y térmicas (Carvajal & Cocha, 2018).



Figura 13-3: Grilón (Poliamida 6).

Fuente: (NYLACAST, 2018).

La poliamida es un termoplástico fabricado bajo un proceso de extrusión, su estructura principal presenta grupos de amida que van ordenados repetidamente, parte importante de los polímeros formados por amidas (CO-NH) a partir del fenol. Los más importantes en la industria son el Grilón nombre comercial, el cual también tiene dos grupos principales, la poliamida 6 y la poliamida 6.6, los números significan la cantidad de carbonos en el manómetro.

Este material brinda una gran facilidad de realizar operaciones de mecanizado como torneado, fresado, cepillar, limar haciendo que el proceso sea más rápido y de bajo costo, aplicado más que nada a elementos que no estén sujetos a elevados esfuerzos de tracción, compresión o torsión.

El grilón natural o blanco (poliamida 6) ya específicamente posee grandes propiedades mecánicas como resistencia al desgaste, fácil mecanizado y conservación de sus dimensiones (Carvajal & Cocha, 2018).

3.10.1.1. *Aplicaciones del grilón*

Por sus excelentes características la poliamida 6 es utilizada en todos los campos de la ingeniería, industria automotriz, industria alimenticia, en especial en partes que no necesita lubricar, además de poseer gran resistencia al impacto posee gran resistencia a la tracción, puede trabajar a altas temperaturas y tiene un gran desempeño en el contacto con hidrocarburos o disolventes químicos, etc (Carvajal & Cocha, 2018).

3.10.1.2. *Propiedades del grilón*

En la tabla 14-3 se detallan las principales propiedades físicas y mecánicas de la poliamida 6.

Tabla 14-3: Propiedades del grilón (Poliamida 6).

Propiedad	Poliamida 6
Gravedad específica	1.15
Resistencia a la tracción (MPa) ASTM D 638	82.40
Resistencia a la fluencia (MPa)	44,145
Elongación para romper (%)	378
Módulo de flexión (MPa) ASTM D 790	59
Resistencia al impacto con muescas (Kg/m) ASTM D 256	4.92
Dureza Shore D	74
Temperatura de fusión (°C)	222
Temperatura de degradación (°C)	440

Fuente: (Carvajal & Cocha, 2018).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11. Diseño mecánico de los elementos constitutivos de la máquina

Se procede a realizar el diseño de las partes constitutivas de la máquina para fabricación de merengues, en donde consideramos los parámetros establecidos en la tabla 3-3, mediante la cual nos muestra las especificaciones técnicas que debe cumplir.

Las partes principales de la máquina se indica en la figura 7-3, las mismas que servirán de guía para el diseño de la máquina para fabricar merengues.

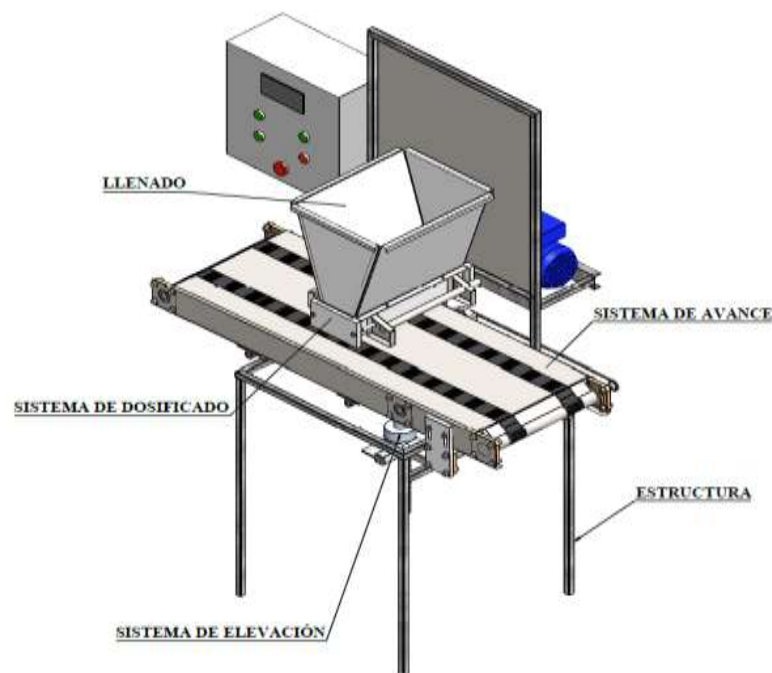


Figura 14-3: Sistemas que conforman la máquina para elaborar suspiros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tomando la alternativa de solución se procede a realizar el cálculo de la máquina por sistemas:

- Sistema de llenado
- Sistema de dosificación
- Sistema de avance
- Sistema de elevación
- Estructura

3.11.1. *Diseño del sistema de llenado*

Tomando en consideración la formulación del presente proyecto partimos desde el volumen que debe contener la tolva (figura 8-3), que es aproximadamente $V = 25 L = 25000 \text{ cm}^3$, el cual es el elemento principal para que por medio de él se introduzca una cantidad necesaria de materia prima para obtener el producto final de manera continua. Para lo cual se procede a construir una tolva de sección rectangular, en donde sus dimensiones se calculan en relación a la ecuación 1-3.

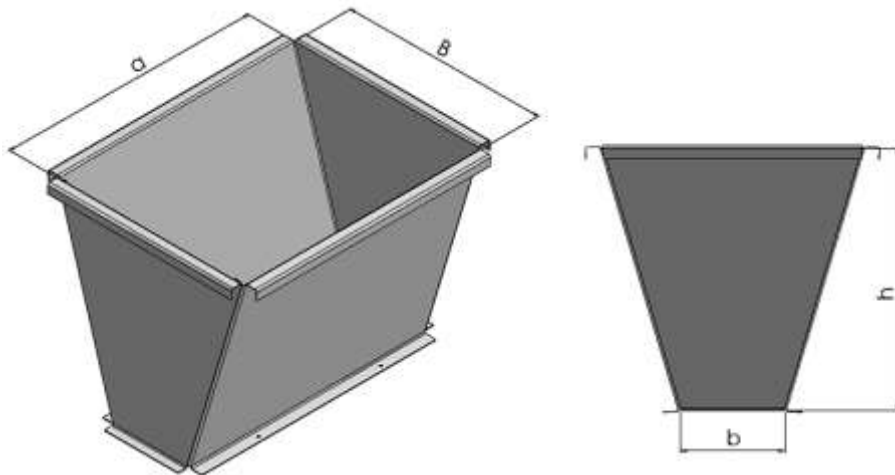


Figura 15-3: Dimensiones del sistema de llenado (tolva).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$V_{\text{olumen}} = \left(\frac{B + b}{2} \right) * h * a$$
$$\left(\frac{2 * V}{h * a} \right) - b = B \quad (1-3)$$

Donde:

- V = volumen de la tolva [mm^3]
- B, b, h, a = dimensiones de la tolva [mm]

Para dimensiones de tolvas se toma en cuenta ranuras simétricas que permitan tener una mejor uniformidad geométrica de la misma, tomando en consideración la ecuación 2-3.

$$a > 3 * b \quad (2-3)$$

3.11.2. *Diseño del sistema de dosificado*

El sistema de dosificado (figura 9-3), está compuesto por los siguientes componentes:

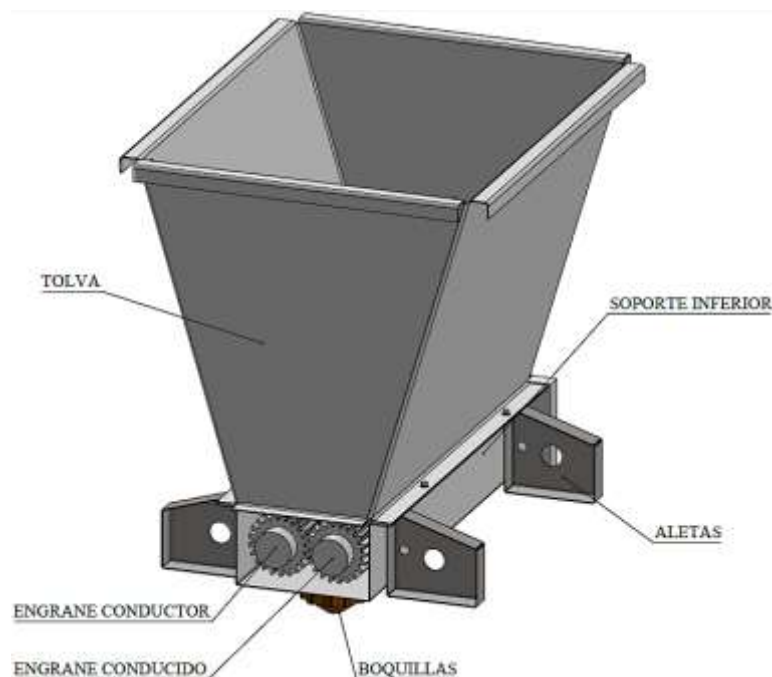


Figura 16-3: Componentes del sistema de dosificado.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.2.1. *Dimensión de los engranes externos de una bomba rotatoria*

A partir del análisis de alternativas se logró identificar el sistema idóneo para nuestra aplicación que es el dosificador de una bomba rotatoria de engranes externos de desplazamiento positivo.

El uso de estas bombas es fundamental para la aplicación de dosificado, debido a que obtenemos mejores resultados al momento de su uso, y principalmente obtenemos varios productos finales al mismo tiempo.

Las bombas de engranes externos (figura 10-3), son bombas sencillas que no tienen complejidad en su construcción debido a que no necesitan elementos adicionales para que produzca su funcionamiento, están integradas por dos engranajes iguales que se relacionan entre sí. Uno de

los engranajes es el encargado de transmitir el movimiento por medio de un motor al otro engranaje, mediante el cual, para su óptimo funcionamiento crea la fuerza de succión necesaria para llevar a cabo esta operación (Fluideco, 2020).

Para el diseño se toma en consideración los parámetros que se obtienen de la propiedad de la masa y características de los merengues:

- Producción: $24 \left[\frac{\text{Merengue}}{\text{min}} \right]$ aproximado
- Peso del merengue (Asumido) = 50 a 74 [gr]

Tomando estos datos como punto de inicio se continúa a realizar el cálculo del gasto volumétrico mediante la ecuación 3-3.

$$Q = \frac{P_r * m}{\rho} \quad (3-3)$$

Donde:

- Q = gasto volumétrico [cm^3 / min]
- P_r = producción requerida [merengues/min]
- m = masa del merengue promedio [gr]
- ρ = densidad del merengue [gr/cm^3]

Si la frecuencia de rotación de los engranes es N y si v es el volumen total de líquido desplazado desde cada par de engranes durante una revolución, entonces, la capacidad se expresa mediante la ecuación 4-3 (Kenneth, 1998).

$$Q = 2 * v * N \quad (4-3)$$

Donde:

- Q = gasto volumétrico [cm^3 / min]
- v = volumen total de líquido desplazado [cm^3 / rev]
- N = número de revoluciones de los engranes [rpm]

El volumen total del líquido desplazado, considerando aspectos geométricos, se expresa de la siguiente manera:

$$V = \frac{\pi}{4} [D^2 - D_o^2] W = \frac{\pi D^2 W}{4} \left[1 - \left(\frac{D_o}{D} \right)^2 \right] \quad (5-3)$$

Donde:

- v = volumen total de líquido desplazado [mm^3 / rev]
- D = diámetro exterior del engrane [mm]
- D_o = diámetro primitivo del engrane [mm]
- W = anchura del engrane [mm]

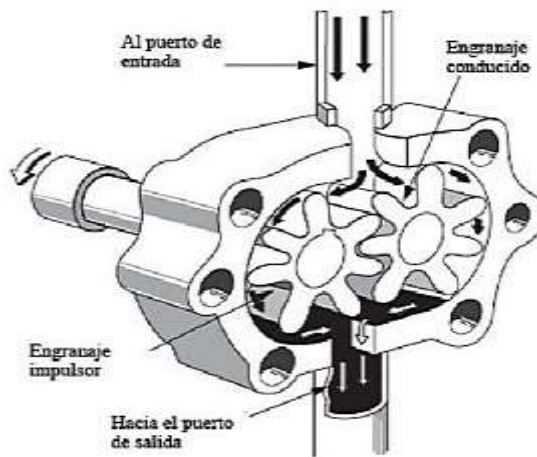


Figura 17-3: Bomba rotatoria de engranes externos.

Fuente: (Automatización, 2011).

Las ecuaciones 4-3 y 5-3 forma:

$$Q = \alpha * N \quad (6-3)$$

Donde:

$$\alpha = \frac{\pi D^2 W}{2} \left[1 - \left(\frac{D_o}{D} \right)^2 \right] \quad (7-3)$$

La ecuación 6-3 nos muestra que la capacidad de la bomba, en teoría, es independiente de la viscosidad, presión, y velocidad de la bomba (Kenneth, 1998).

3.11.2.2. *Potencia requerida*

La cantidad de trabajo útil de cualquier bomba es el producto del gasto volumétrico Q y la carga de presión P^* contra la cual trabaja. Entonces, si p representa la entrada total de potencia mecánica a la bomba, entonces la eficiencia de energía ε es:

$$\varepsilon = \frac{Q * P^x}{p} \quad (8-3)$$

Donde:

- ε = eficiencia de energía
- Q = gasto volumétrico [in^3 / seg]
- P^x = presión de descarga de la bomba [Pa]
- p = potencia total aplicada a la bomba [HP]

En el análisis de los requisitos de energía para las bombas de engranes es conveniente desglosar el requisito total en dos partes como se indica en la ecuación 9-3.

$$p = p' + QP^x \quad (9-3)$$

Donde:

- p' = potencia desperdiciada como calor [HP]

Las ecuaciones 8-3 y 9-3 forma:

$$\varepsilon = \frac{Q P^x}{p' + QP^x} \quad (10-3)$$

Se conoce que en una bomba la potencia disipada crecerá si aumenta la velocidad N , su viscosidad μ , y el diámetro D . En consecuencia, la potencia desperdiciada como calor se lo expresaría de la siguiente manera:

$$p' = KN^A \mu^B D_o^c \quad (11-3)$$

Donde:

- K, A, B y C = coeficientes
- N = velocidad [rpm]
- p' = potencia desperdiciada como calor [HP]
- μ = viscosidad dinámica [lbf. s/in²]
- D_o = diámetro primitivo del engrane [in]

Los valores **K, A, B y C**, se los ha determinado mediante mediciones experimentales, los cuales se muestran en la tabla 15-3 (Kenneth, 1998).

Tabla 15-3: Coeficientes de cálculo para pérdida de energía.

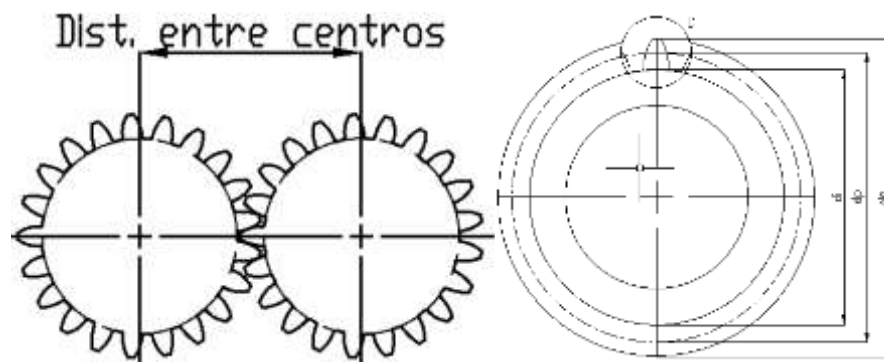
Coeficientes de pérdida de energía	
K	38.6×10^{-4}
A	1.2
B	0.62
C	2.67

Fuente: (Kenneth, 1998).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.2.3. Dimensiones de engranes rectos

Un engranaje recto (figura 11-3), se caracteriza por tener dientes rectos y ejes paralelos. Su funcionamiento depende que el piñón (engranaje motriz) que al estar en contacto con la rueda (segundo engranaje) hace que éste se mueva en sentido contrario.



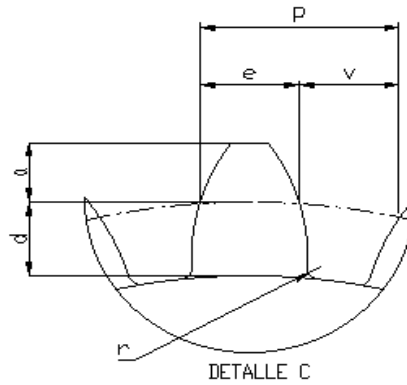


Figura 18-3: Representación de dimensiones del engrane recto.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.2.4. *Relaciones de engranes rectos (Budynas & Nisbett, 2008).*

Diámetro exterior:

$$De = Dp + 2 * m \quad (12-3)$$

Diámetro primitivo:

$$Dp = Z * m = \frac{Pc}{\pi} * Z = \frac{Z}{Pd} \quad [mm] \quad (13-3)$$

Diámetro interno:

$$Di = Dp - 2.5 * m \quad [mm] \quad (14-3)$$

Paso circular:

$$Pc = \pi * m = \frac{\pi * Pd}{Z} = e + v \quad [mm] \quad (15-3)$$

Módulo:

$$m = \frac{Dp}{Z} = \frac{De - Dp}{2} \quad [mm] \quad (16-3)$$

Espesor del diente:

$$e = \frac{\pi}{2 * Pd} \quad [mm] \quad (17-3)$$

Anchura hueca del diente:

$$v = Pc - e \quad [mm] \quad (18-3)$$

Adendo:

$$a = m = \frac{Dp}{Z} = \frac{De - Dp}{2} \quad [mm] \quad (19-3)$$

Dedendo:

$$b = 1.22 * m \quad [mm] \quad (20-3)$$

Distancia entre ejes:

$$E = \frac{Z + z}{2} * m \quad [mm] \quad (21-3)$$

Radio de entalle:

$$r = 0.20 * m \quad [mm] \quad (22-3)$$

3.11.3. *Diseño del sistema de avance*

En el diseño de transporte se requiere el avance secuencial de una banda transportadora, la cual está constituida por varios componentes mostrados en la figura 12-3.

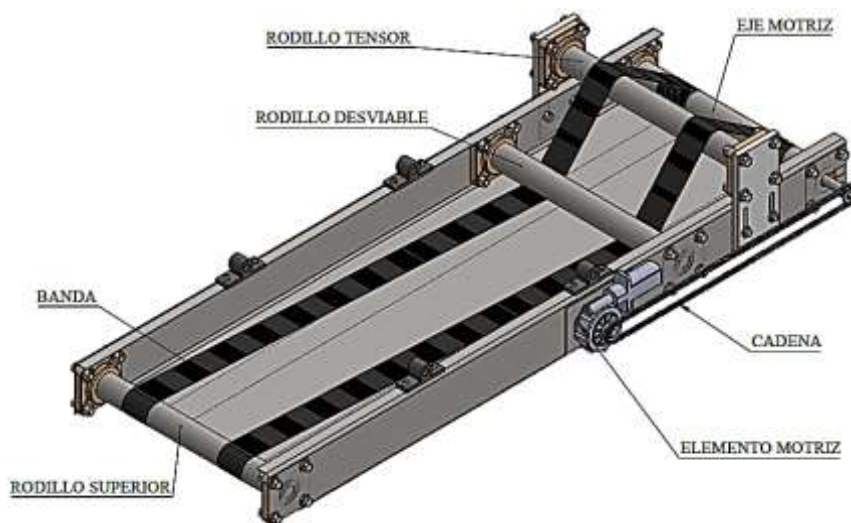


Figura 19-3: Componentes del sistema de avance.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El diseño de la banda transportadora se basa en las características del molde (figura 13-3), a través del cual se realizará el cálculo de los elementos constitutivos para una banda transportadora.

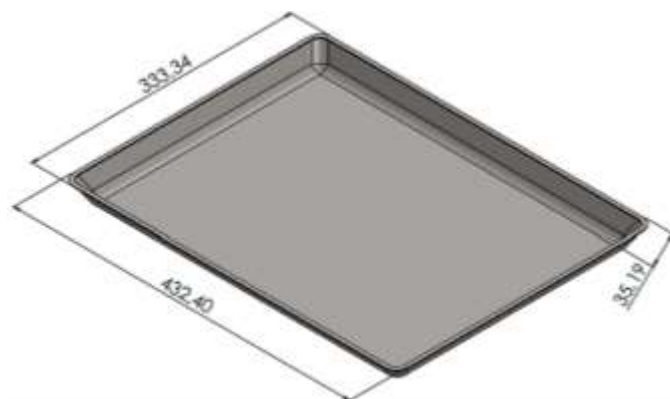


Figura 20-3: Dimensiones de molde.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.3.1. Capacidad de transporte

En base a las medidas del molde (figura 13-3), se determina la sección transversal de la carga desde el punto de alimentación hasta el trayecto de la misma.

El área de la sección transversal de la carga está determinada por ecuaciones para el caso en estudio (figura 14-3) (Alvarado, 2016).

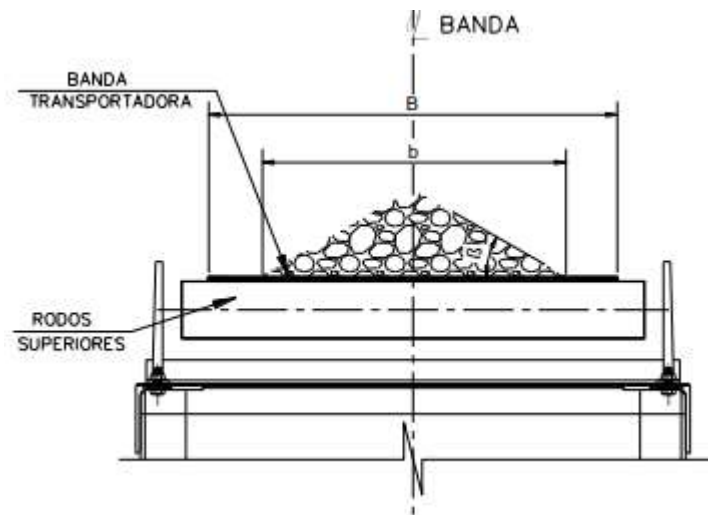


Figura 21-3: Distribución del material sobre la banda transportadora de manera horizontal.

Fuente: (Alvarado, 2016).

$$b = 0,9B - 0,5 \quad (23-3)$$

$$A = \frac{1}{4} b^2 [\tan \beta] \quad (24-3)$$

$$A_{\text{contacto}} = a * b \quad (25-3)$$

Donde:

- b = ancho del material ocupado sobre la banda transportadora
- B = ancho de banda
- A = área de la sección transversal del material
- β = ángulo de reposo del material
- a = largo del material ocupado sobre la banda transportadora

Una vez hallado el área de contacto y establecido la velocidad lineal de la banda se procede al cálculo de la capacidad volumétrica de la misma.

$$Q = 3600 * A * V * K \quad (26-3)$$

Donde:

- Q = capacidad volumétrica de la banda [m^3/h]
- V = velocidad de la banda [m/h]
- A = área de la sección transversal del material [m^2]
- K = coeficiente de reducción de capacidad de la banda por su inclinación

$$K = 1 - 1,64 \left[\frac{\varphi * \pi}{180} \right]^2 \quad (27-3)$$

Donde:

- φ = ángulo de inclinación de la banda [grados]
- K = 1 [si la banda es horizontal]

La capacidad de transporte se establece como el peso específico del material a transportar por su capacidad volumétrica.

$$Q_1 = \gamma * Q \quad (28-3)$$

Donde:

- Q = capacidad volumétrica de la banda [m^3/h]
- γ = peso específico del material [ton/m^3]
- Q_1 = capacidad de transporte [ton/h]

3.11.3.2. Fuerzas de la banda

Para llevar a cabo el trabajo desde un punto a otro se requiere una potencia que es generado por un motor en el eje motriz, este transmite su torque mediante una fuerza tangencial a la superficie del motor, por lo que este torque es la fuerza requerida para el funcionamiento de la banda transportadora mediante el cual se establecen tres fuerzas:

- Fuerza para mover la banda sin carga.
- Fuerza para vencer la fricción estática.
- Fuerza para desplazar la carga.

Coefficiente de fricción

Para llevar a cabo el cálculo de estas fuerzas se toma en cuenta un factor **f** (coeficiente de fricción de las partes móviles adimensional), el mismo que está en función del tipo de estructura del transportador, los ejes de carga y condición de operación mostrados en la tabla 16-3 (Alvarado, 2016).

Tabla 16-3: Coeficiente de fricción de partes giratorias.

Condición	Coefficiente f
Buenos transportadores con ejes de marcha suave y pequeña fricción interna en el material.	0,017
Valor estándar para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo.	0,02
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvo, sobrecargas periódicas.	0,023 – 0,030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor.	0,012

Fuente: (Pirelli, 1998).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La norma DIN 22101, además del grupo de fuerzas anteriores establece un coeficiente C, el mismo que está en función de la longitud de la banda siempre en sentido horizontal sin tomar en cuenta el ángulo de inclinación (Alvarado, 2016).

$$C = 15,9L^{-0,61} + 0,77 \quad (29-3)$$

Donde:

- C = coeficiente de fricción
- L = proyección horizontal de la longitud total de la banda [m]

Peso total de las partes móviles de la banda

Se establece un peso unitario de todo el equipo con fines de diseño, en donde se ignoran los tambores y equipos de tensión (Alvarado, 2016).

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{S_2} \quad (30-3)$$

Donde:

- G_b = peso de la banda transportadora [kg/m]
- G_{ro} = peso del rodillo superior [kg]
- G_{ru} = peso del rodillo desviable [kg]
- S_1 = espaciamiento entre rodillos superiores [m]
- S_2 = espaciamiento entre rodillos desviables [m]

Según la CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) recomienda valores de S_1 y S_2 (tabla 17-3), según el ancho de banda y el peso específico del material (Alvarado, 2016).

Tabla 17-3: Espaciamiento entre rodillos (S_1 y S_2).

Ancho de banda (mm)	Espaciamiento rodillos superiores S_1 (mm)						Espaciamiento rodillos inferiores S_2 (mm)
	Peso específico del material (kg/m^3)						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
450	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
600	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
750	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
900	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
1050	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1200	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1350	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
1500	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	2.4
1650	1.2	1.0	1.0	0.9	0.8	0.8	2.4
1800	1.2	1.0	1.0	0.9	0.8	0.8	2.4
2100	1.0	1.0	0.9	0.8	0.8	0.6	2.4
2400	1.0	1.0	0.9	0.8	0.6	0.6	2.4

Fuente: (Alvarado, 2016).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los valores aproximados de los pesos de los rodillos desviables y superiores se muestran en la tabla 18-3, los mismos que están en función del ancho de banda y el peso específico del material (Pirelli, 1998).

Tabla 18-3: Peso de rodillos superior y desviable.

Ancho de banda (mm)	Servicio liviano peso específico (mm) < 1.5 ton/m ³		Servicio pesado peso específico > 1.5 ton/m ³	
	G _{ro} (kg)	G _{ru} ((kg)	G _{ro} (kg)	G _{ru} (kg)
300	2.5	2.5	3.5	3.5
400	3.0	3.0	4.0	4.0
500	3.5	3.5	5.5	5.5
650	5.5	5.5	10.0	10.0
800	11.0	11.0	14.0	14.0
1000	13.0	13.0	18.0	18.0
1200	15.0	15.0	20.0	20.0
1400	22.0	22.0	31.0	31.0
1600	25.0	25.0	35.0	35.0
1800	39.0	39.0	47.0	47.0
2000	43.0	43.0	52.0	52.0
2200	47.0	47.0	56.0	56.0

Fuente: (Pirelli, 1998).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los valores aproximados del peso de la banda se muestran en función del ancho de banda y la capacidad de transporte de la misma (tabla 19-3) (Alvarado, 2016).

Tabla 19-3: Peso de banda transportadora.

Ancho de banda (mm)	Servicio liviano peso específico < 0,8 ton/m ³	Servicio mediano peso específico 0,8 a 1.6 ton/m ³	Servicio pesado peso específico > 1,6 ton/m ³
	Peso de la banda transportadora G _b (kg/m)		
350	1.5	3	4.5
400	3	4.5	6
450	4.5	6	7.5
500	6	7.5	9
600	7.5	9	10.5
750	9	10.5	12
900	10.5	13.5	16.5
1050	13.5	16.5	21
1200	18	22.5	27
1350	21	27	33
1500	25.5	31.5	40.5
1650	30	36	48
1800	33	42	54

Fuente: (Alvarado, 2016).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Fuerza para mover la banda en vacío

Ésta fuerza (ecuación 31-3), se la realiza sin carga y es el punto de referencia para el cálculo del consumo de potencia (Alvarado, 2016).

$$F_1 = [C * f * L * G] * g \quad (31-3)$$

Donde:

- F_1 = fuerza para mover la banda en vacío [N]
- C = factor de fricción por longitud de la banda transportadora
- f = factor de fricción de las partes móviles
- L = longitud total de la banda [m]
- G = peso de las partes móviles de la banda [kg/m]
- g = gravedad [m/s^2]

Fuerza para mover la banda con carga

Esta fuerza (ecuación 32-3), se la realiza para vencer la inercia del material y pueda ser desplazado horizontalmente (Alvarado, 2016).

$$F_2 = \left[\frac{C * f * L * Q_t}{3,6 * V} \right] * g \quad (32-3)$$

Donde:

- F_2 = fuerza para desplazar el material horizontal [N]
- Q_t = capacidad máxima de transporte [ton/h]
- V = velocidad de la banda (m/s)
- g = gravedad [m/s^2]

Fuerza para elevar o bajar el material

Esta fuerza (ecuación 33-3), es necesaria para elevar o bajar carga (Alvarado, 2016).

$$F_3 = \pm \left[\frac{H * Q_t}{3,6 * V} \right] * g \quad (33-3)$$

Donde:

- F_3 = fuerza para desplazar el material vertical [N]
- H = elevación de la carga [m]
- g = gravedad [m/s^2]
- $F_3 = +$ [fuerza ascendente]
- $F_3 = -$ [fuerza descendente]

3.11.3.3. Potencias de la banda

Potencia teórica

Se establece como la potencia que requiere el eje motriz para generar la fuerza tangencial (tensión efectiva), la misma que debe tener la capacidad de mover la banda con material. Esta potencia se define como la suma de potencias para el desplazamiento del material y guías de carga (faldones para evitar derramamiento de material) (Alvarado, 2016).

$$P = \frac{[F_1 + F_2 + F_3] * V}{1000} + P_s \quad (34-3)$$

Donde:

- P = potencia teórica [Kw]
- F_1 = fuerza para mover la banda en vacío [N]
- F_2 = fuerza para desplazar el material horizontal [N]
- F_3 = fuerza para desplazar el material vertical [N]
- V = velocidad de la banda transportadora [m/s]
- P_s = potencia adicional por guías de carga [Kw]

Potencia del motor

Según CEMA el motor debe tener una eficiencia entre 85 y 95 %. La eficiencia de transmisiones de reductores de velocidades se muestra en la tabla 20-3 (Alvarado, 2016).

Tabla 20-3: Eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad.

Tipo de reducción	Eficiencia %
Poleas y fajas en V	94
Sprocket y cadenas de rodillos	93
Sproket y cadenas de rodillos lubricados en aceite	95
Reductor de engranes helicoidales (una reducción)	95
Reductor de engranes helicoidales (doble reducción)	94
Reductor de engranes helicoidales (triple reducción)	93
Reductor de tornillo sin fin (relación 20:1)	90
Reductor de tornillo sin fin (relación 20:1 a 60:1)	70
Reductor de tornillo sin fin (relación 60:1 a 100.1)	50
Reductor de engranes rectos (maquinados)	90
Reductor de engranes rectos (fundidos)	85

Fuente: (Alvarado, 2016).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$P_m = \frac{P}{\varepsilon \times n} \quad (35-3)$$

Donde:

- P_m = potencia del motor [Kw]
- P = potencia teórica [Kw]
- ε = eficiencia mecánica de la transmisión
- n = eficiencia del motor

3.11.3.4. Tensiones de la banda

Tensión efectiva

La tensión efectiva existe cuando se produce una fricción entre el eje motriz y la banda transportadora. La tensión efectiva es la diferencia entre el lado tenso (T_1) y el lado flojo (T_2) como se muestra en la figura 15-3 (Pirelli, 1998).

$$T_e = T_1 - T_2 \quad (36-3)$$

Donde:

- T_e = tensión efectiva [N]
- T_1 = tensión en el lado tenso [N]
- T_2 = tensión en el lado flojo [N]

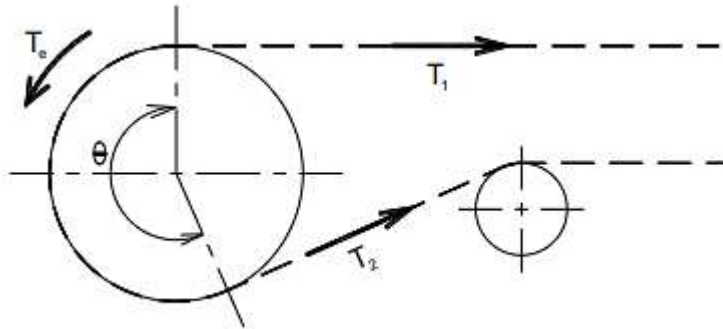


Figura 22-3: Fuerzas que actúan en el eje motriz.

Fuente: (Pirelli, 1998).

Una vez hallado la potencia teórica en el eje motriz se calcula la tensión efectiva:

$$T_e = \frac{1000 * P}{V} \quad (37-3)$$

Donde:

- T_e = tensión efectiva [N]
- P = potencia teórica [Kw]
- V = velocidad del banda transportadora [m/s]

Tensión en la parte superior (T1)

La tensión en el lado tenso es el producto de la tensión efectiva por el coeficiente de accionamiento (Alvarado, 2016).

$$T_1 = T_e \cdot m \quad (38-3)$$

Donde:

- T_1 = tensión en el lado tenso [N]
- T_e = tensión efectiva [N]

- m = coeficiente de accionamiento

Para calcular el coeficiente de accionamiento debemos tomar en cuenta el arco de contacto entre la banda y el tambor motriz y el tipo de revestimiento del tambor (Alvarado, 2016).

$$m = \left[\frac{1}{e^{\mu \times \theta \frac{\pi}{180}} - 1} \right] \quad (39-3)$$

Donde:

- μ = coeficiente de fricción entre el tambor y la banda
- θ = ángulo de contacto entre banda y tambor [°]

El coeficiente de fricción y el ángulo de contacto se lo halla mediante tablas que han sido realizadas por fabricantes, una de ellas se muestra en la tabla 21-3 y tabla 22-3 (Alvarado, 2016).


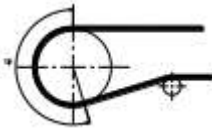
Tabla 21-3: Coeficiente de fricción entre banda y tambor.

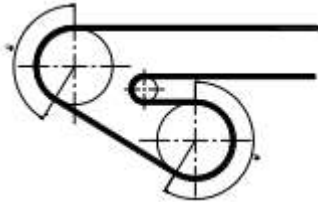
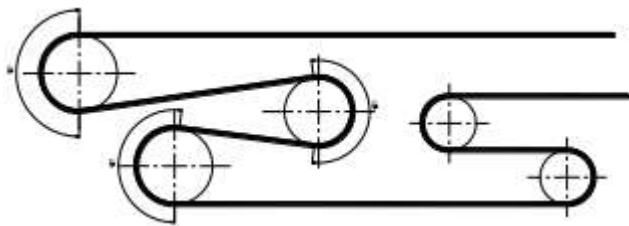
	Tambor motriz			
	Revestido		Desnudo	
	seco	Húmedo	seco	Húmedo
Coefficiente μ	4.0	0.35	0.35	0.2

Fuente: (ROULONDS).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 22-3: Ángulo de contacto entre banda y tambor.

Ángulo cabezal motriz	Ángulo de contacto
	120
	150
	180
	210
	220
	230
	240

	<p>360 380 400</p>
	<p>420 440 450</p>

Fuente: (ROULONDS).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tensión mínima (T_o)

La tensión en el lado tenso, en algunos casos, es insuficiente para vencer el peso de la banda, lo que hace que afecte la fricción y su adherencia entre la banda transportadora y el eje motriz. La banda no será capaz de transportar el material si la tensión es insuficiente (figura 16-3) (Alvarado, 2016).

Para evitar el pandeo permisible de la banda se dice:

Tensión de la banda < Tensión mínima

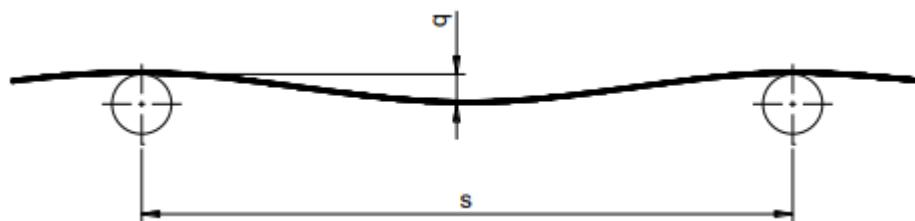


Figura 23-3: Pandeo permisible de la banda.

Fuente: (Hinojosa, 2002).

$$T_o = \frac{S(G_b + M_{pm})}{8(q/s)} * g \quad (40-3)$$

Donde:

- T_o = tensión mínima [N]
- S = espaciamiento entre ejes [m]

- G_b = peso de la banda transportadora [kg/m]
- M_{pm} = carga del material [kg/m]
- q/s = flecha permisible [entre 0,005 y 0,02 m]
- g = gravedad [m/s^2]

La carga del material se lo calcula a través de:

$$M_{pm} = \frac{Qt}{3,6 * v} \quad (41-3)$$

Donde:

- Q_t = capacidad máxima de transporte [ton/h]
- V = velocidad de la banda transportadora [m/s]

Tensión unitaria de trabajo (T_u)

Es la tensión máxima a la que está sometida la banda transportadora por milímetro de ancho de banda la misma que será de utilidad al momento de seleccionar el tipo de banda a utilizar (Alvarado, 2016).

$$T_u = \frac{T_1}{1000 * B} \quad (42-3)$$

Donde:

- T_u = tensión unitaria de trabajo [N/mm]
- T_1 = tensión en el lado tenso [N]
- B = ancho de banda [m]

3.11.3.5. *Fuerza en la periferia del tambor de la cabeza motriz*

Se establece la suma de todas las fuerzas en la banda transportadora sumado a la fuerza para vencer la resistencia ofrecida por descargadores (Pirelli, 1998).

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 \quad (43-3)$$

Donde:

- F = fuerza en la periferia del tambor de la cabeza motriz [N]
- F_1 = fuerza para mover la banda en vacío [N]
- F_2 = fuerza para desplazar el material horizontal [N]
- F_3 = fuerza para desplazar el material vertical [N]
- F_4 = fuerza para vencer la resistencia por un descargador [N]
- F_5 = fuerza para mover un descargador móvil [N]

Para calcular el valor de F_4 y F_5 se calculan de la siguiente manera:

$$F_4 = x \frac{Q}{V} \quad (44-3)$$

$$F_5 = y \quad (45-3)$$

Donde:

- Q_t = capacidad máxima de transporte [kg/s]
- V = velocidad de la banda transportadora [m/s]
- x, y = constantes (tabla 23-3)

Tabla 23-3: Valores x e y según el ancho de banda.

ANCHO CINTA [mm]	X	Y
300	0,3	29,2
400	0,3	29,2
500	0,337	42,7
600	0,337	50,2
700	0,39	62,2
800	0,405	75
900	0,42	88,5
1000	0,45	97,5
1100	0,48	108,7
1200	0,51	120,7
1300	0,555	138,7

Fuente: (Pirelli, 1998).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.3.6. Diámetro del eje motriz

La norma DIN-22101 establece el cálculo del diámetro mínimo para banda transportadora (Rodríguez, 2020).

$$D_{tambor} = \frac{360 F}{p * \pi * \alpha * B} \quad (46-3)$$

Donde:

- F = fuerza en la periferia del tambor de la cabeza motriz [kg]
- P = capacidad de transmisión tambor y banda entre 1600 y 2000 [kg/m²]
- α = ángulo de contacto entre tambor y banda [°]
- β = ancho de banda [m]

A continuación, se adjunta la tabla 24-3, para diámetros normalizados establecidos en la norma DIN – 22101, a través del cual se debe aproximar el valor calculado a uno normalizado.

Tabla 24-3: Diámetros normalizados.

Diámetros normalizados DIN-22101 (mm)		
200	250	320
400	500	630
800	1000	1250
1400	1600	1800
2000		

Fuente: (Rodríguez, 2020).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los diámetros del rodillo tensor, rodillo desviable y rodillo superior se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$D_{rs} = D_{rt} = 0,8 * D_{tambor} \quad (47-3)$$

$$D_{rd} = 0,65 * D_{tambor} \quad (48-3)$$

Donde:

- D_{rs} = diámetro rodillo superior [m]
- D_{rt} = diámetro rodillo tensor [m]
- D_{rd} = diámetro rodillo desviable [m]

3.11.3.7. Selección del tipo de banda

Número de capas

Para el tipo de banda se calcula en primera instancia el número de capas textiles (García H. , 2010).

$$Z = S \frac{T_{max}}{100 * B * R_L} \quad (49-3)$$

Donde:

- S = coeficiente de seguridad
- B = ancho de banda [m]
- R_L = resistencia nominal de cada capa textil [kg/cm]
- T_{max} = tensión máxima [kg]

Se considera que el coeficiente de seguridad para bandas textiles se encuentre entre 11 o 12.

Resistencia nominal de la banda

Una vez determinados la tensión máxima se debe elegir la banda con un valor de resistencia superior del calculado (Rodríguez, 2020).

$$R = \frac{F_b * C_s}{B} \quad (50-3)$$

Donde:

- R = resistencia nominal de la banda transportadora [N/mm]
- B = ancho de banda [mm]
- C_s = coeficiente de seguridad

- F_b = tensión máxima de la banda [N]

El coeficiente de seguridad puede ser de 8 para bandas con cable de acero y de 10 para el resto de bandas.

3.11.3.8. *Velocidad angular de la banda*

Para determinar la velocidad angular se procede al cálculo de la velocidad lineal tomando en cuenta los parámetros de diseño como son la distancia y el tiempo para tener un producto en perfectas condiciones sin deformaciones (García H. , 2010).

Utilizando la siguiente expresión se calcula la velocidad angular:

$$\omega = \frac{v}{D_{tambor}} \quad (51-3)$$

Donde:

- ω = velocidad angular de la banda transportadora [RPM]
- v = velocidad lineal de la banda transportadora [m/s]
- D_{tambor} = diámetro de tambor de la banda transportadora [m]

3.11.3.9. *Par motor de la banda*

Una vez determinado todos los parámetros de diseño anteriores se procede al cálculo del torque que necesita el motor para el movimiento de la banda transportadora.

El mismo que se calcula con la siguiente expresión:

$$T = \frac{P_m}{\omega} \quad (52-3)$$

Donde:

- T = par motor [Nm]
- P_m = potencia del motor [W]
- ω = velocidad angular de la banda transportadora [RPM]

3.11.4. *Diseño de ejes*

Para el diseño de ejes es indispensable hallar reacciones en los planos x-y, x-z para posterior hallar el momento máximo en el punto crítico de cada configuración que tenga el eje.

Una vez hallado el punto crítico del eje se verifica el material base de cada eje a través de la teoría de Von Mises (Budynas & Nisbett, 2008).

$$d_{min} = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} \left(M^2 + \frac{3}{4} * T^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (53-3)$$

Donde:

- d_{min} = diámetro mínimo del eje [mm]
- n = factor de seguridad
- S_y = resistencia a la flexión [N/mm²]
- M = momento flector máximo [Nmm]
- T = momento torsor [Nmm]

3.11.4.1. *Diseño estático*

Para el análisis estático (resistencia) se debe tomar en cuenta los esfuerzos normales principales mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \quad (54-3)$$

Donde:

- $\sigma_{A,B}$ = esfuerzos principales [N/mm²]
- σ = esfuerzo a flexión [N/mm²]
- τ = esfuerzo a torsión [N/mm²]

$$\tau_p = \tau_1 = \frac{16}{\pi * d^3} * \sqrt{M^2 + T^2} \quad (55-3)$$

Donde:

- τ_p = esfuerzo principal [N/mm²]
- d_{\min} = diámetro mínimo del eje [mm]
- M = momento flector máximo [Nmm]
- T = momento torsor [Nmm]

Mediante la Teoría de la Energía de la distorsión se halla el factor de seguridad del eje en análisis mediante las siguientes ecuaciones:

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \frac{\sigma_3}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2}} \quad (56-3)$$

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1} \quad (57-3)$$

Donde:

- n = factor de seguridad
- $\sigma_1 = \sigma_A$ = esfuerzo principal [N/mm²]
- $\sigma_3 = \sigma_B$ = esfuerzo principal [N/mm²]

3.11.4.2. *Diseño dinámico*

Para el diseño dinámico se debe establecer el punto crítico máximo en el elemento de análisis. Para ello se establece que el límite de resistencia a la fatiga tenga una serie de factores multiplicados entre sí como se tiene a continuación:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_g * S_e' \quad (58-3)$$

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (59-3)$$

Donde:

- S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico [Mpa]
- S_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria [Mpa]
- S_{ut} = resistencia a la tracción [Mpa]

- K_a = factor de superficie
- K_b = factor de tamaño
- K_c = factor de confiabilidad
- K_d = factor de temperatura
- K_g = factor de corrosión

Según la ASME B106.1M establece una ecuación para hallar el diámetro mínimo que debe tener el eje en análisis tomando valores estándar como lo son los factores de torsión y flexión (ANSI/ASME B106.1M, 1985).

$$d_{min} = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[4 \left(\frac{k_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (60-3)$$

Donde:

- K_f = factor a flexión
- n = factor de seguridad
- K_{fs} = factor a torsión
- d_{min} = diámetro mínimo a fatiga [mm]
- M_a = momento flector máximo [Nmm]
- T_m = momento torsor máximo [Nmm]

3.11.5. *Diseño de la estructura*

Se requiere determinar el peso de todos los elementos que componen la máquina para diseñar la estructura que conforma la misma.

3.11.5.1. *Peso de componentes del sistema de abastecimiento*

Para el sistema de abastecimiento se determinará el peso separando los elementos que constituyen el sistema de abastecimiento como se muestra en la figura 17-3.

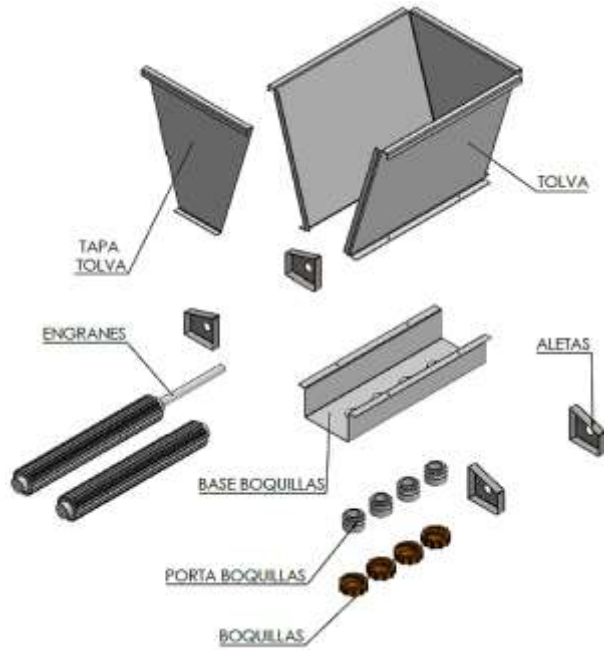


Figura 24-3: Componentes del sistema de abastecimiento.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El cálculo del peso de la tapa delantera y la parte trasera de la tolva (figura 18-3), se la considera como trapecio y se la calcula mediante la ecuación 61-3.

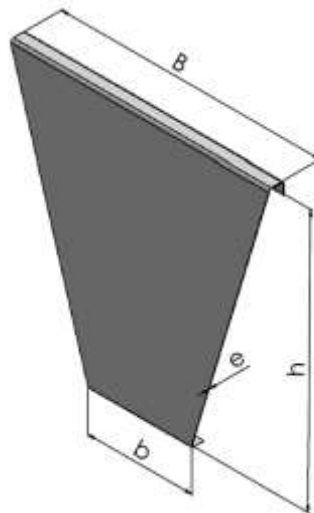


Figura 25-3: Dimensiones de la tapa de la tolva.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_1 = \frac{B + b}{2} * h * e * \rho \quad (61-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]

- M_1 = peso tapa delantera y trasera [kg]
- B, b, h, e = dimensiones [mm]

El peso de los lados de la tolva (figura 19-3), se la calcula mediante la ecuación 62-3.

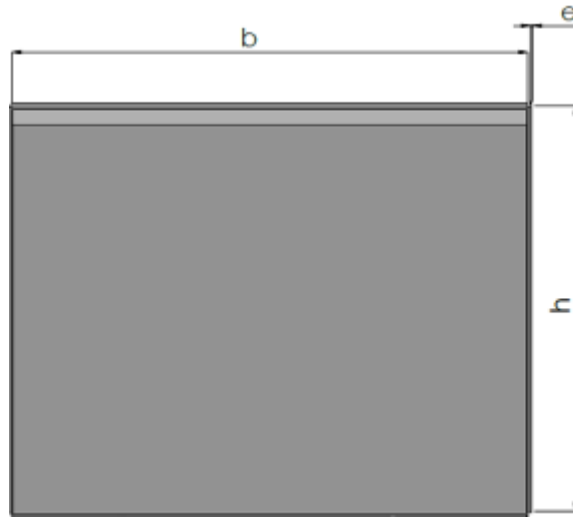


Figura 26-3: Dimensiones de tapas laterales de la tolva.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_2 = b * h * e * \rho \quad (62-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm^3]
- M_2 = peso tapa lateral [kg]
- b, h, e = dimensiones [mm]

El peso del porta boquillas (figura 20-3), se la calcula mediante la ecuación 63-3.

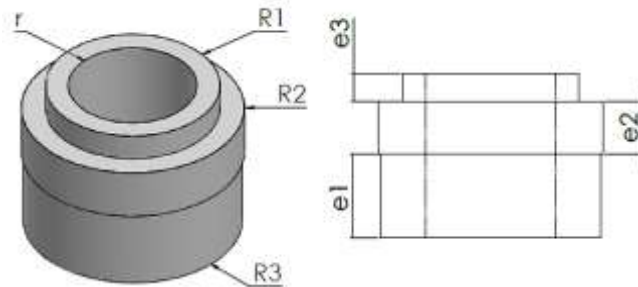


Figura 27-3: Dimensiones de porta boquilla.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_3 = [(\pi * R_1^2 * e_3) + (\pi * R_2^2 * e_2) + (\pi * R_3^2 * e_1) - (\pi * r^2 * (e_1 + e_2 + e_3))] * \rho \quad (63-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]
- M_3 = peso porta boquilla [kg]
- R_n = radio cilindro exterior [mm]
- r_n = radio cilindro interior [mm]
- e_n = altura de sección del cilindro [mm]

El cálculo del peso de la base de las boquillas (figura 21-3), se la calcula mediante la ecuación 64-3.

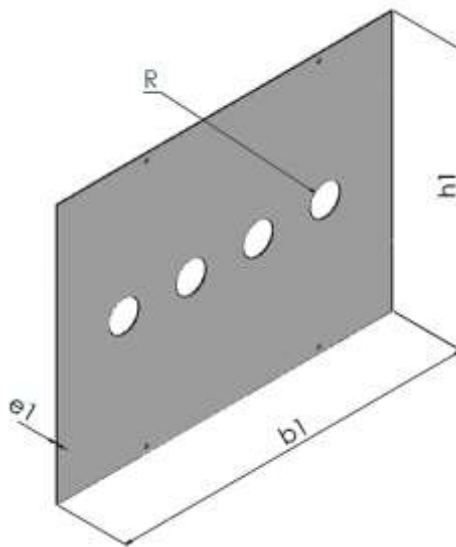


Figura 28-3: Dimensiones de base de boquillas.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_4 = [(b_1 * h_1 * e_1) - 4 * (\pi * R^2 * e_1)] * \rho \quad (64-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]
- M_4 = peso base de boquilla [kg]
- R = radio área hueca [mm]
- b_1, h_1, e_1 = dimensiones [mm]

El peso de los engranes (figura 22-3), se los calcula mediante la ecuación 65-3 y 66-3.

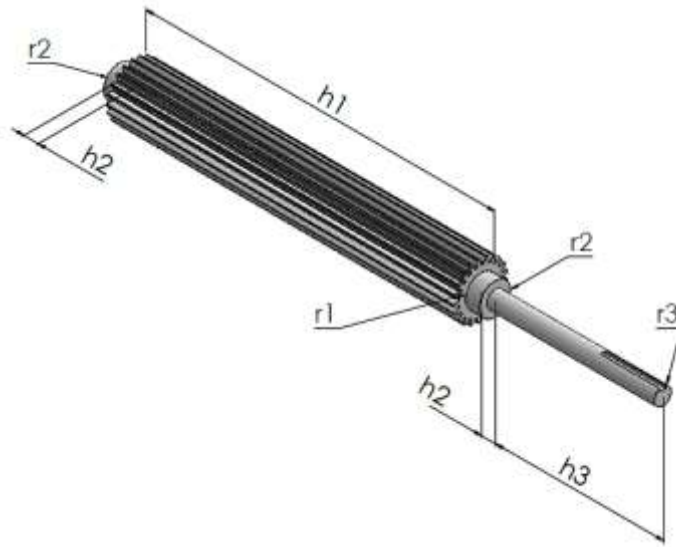


Figura 29-3: Dimensiones de engrane conductor.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_{5.1} = [(\pi * r_1^2 * h_1) + 2 * (\pi * r_2^2 * h_2) + (\pi * r_3^2 * h_3)] * \rho \quad (65-3)$$

$$M_{5.2} = [(\pi * r_1^2 * h_1) + 2 * (\pi * r_2^2 * h_2)] * \rho \quad (66-3)$$

Donde:

- $\rho_{\text{grilón}}$ = densidad del grilón [kg/mm³]
- $M_{5.1}$ = peso engrane conductor [kg]
- $M_{5.2}$ = peso engrane conducido [kg]
- r_n = radio de cada sección del engrane [mm]
- h_n = espesor de cada sección del engrane [mm]

El peso de las aletas (figura 23-3), se la calcula mediante la ecuación 67-3.

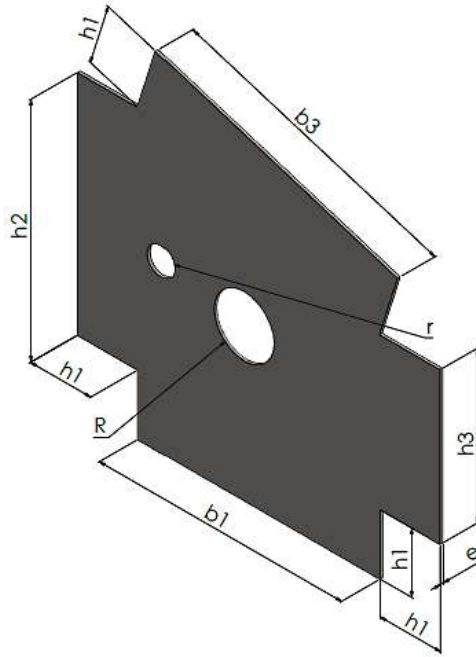


Figura 30-3: Dimensiones de aletas de sujeción.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_6 = \left[(b_1 * h_1) + (h_1 * h_2) + (h_1 * h_3) + (b_1 * h_3) + (h_1 * b_3) + \frac{(b_1 * (h_2 - h_3))}{2} - (\pi * R^2) - (\pi * r^2) \right] * e * \rho \quad (67-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]
- M_6 = peso aletas [kg]
- b_n, h_n = dimensiones de la aleta [mm]
- R = radio cilindro hueco [mm]
- r = radio cilindro hueco [mm]

El peso de las tapas de la tolva (figura 24-3), se la calcula mediante la ecuación 68-3.

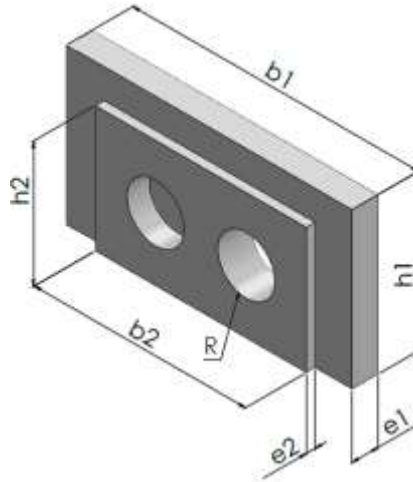


Figura 31-3: Dimensiones de tapa de sujeción de engranes.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_7 = [(b_1 * h_1) * e_1 + (b_2 * h_2) * e_2 - (\pi * R^2) * (e_1 + e_2)] * \rho \quad (68-3)$$

Donde:

- $\rho_{\text{grilón}}$ = densidad del grilón [kg/mm³]
- M_7 = peso tapa tolva [kg]
- b_n, h_n = dimensiones de la tapa [mm]
- R = radio cilindro hueco [mm]
- e_n = espesor de la tapa [mm]

El peso total del sistema de abastecimiento será:

$$M_{\text{total 1}} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_{5.1} + M_{5.2} + M_6 + M_7 + M_8 \quad (69-3)$$

Donde:

- M_8 = masa del merengue [kg]

3.11.5.2. *Peso de componentes del sistema avance de la banda transportadora*

Para el sistema de avance se determinará el peso separando la banda de los distintos elementos que la conforman como se muestra en la figura 25-3.

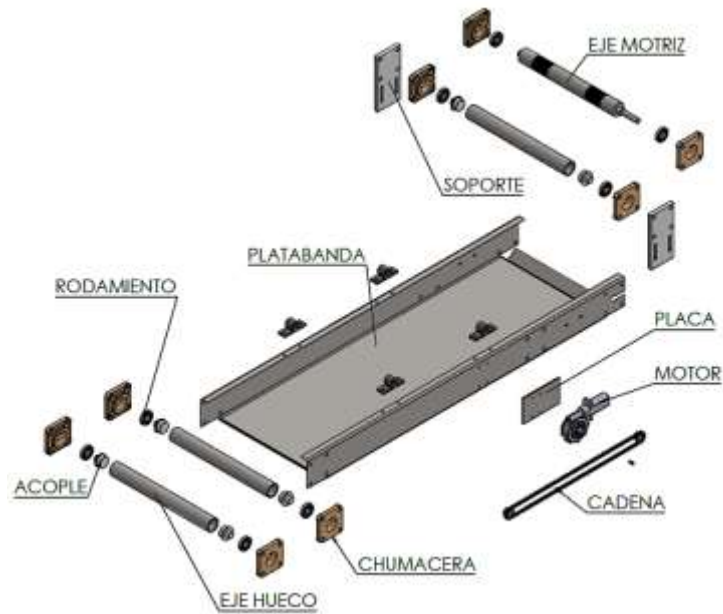


Figura 32-3: Componentes del sistema de avance.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El peso del eje motriz (figura 26-3), se la calcula mediante la ecuación 70-3.

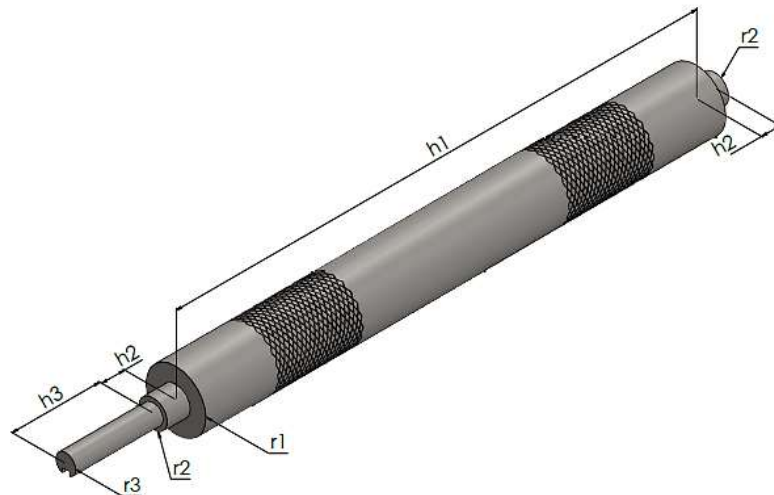


Figura 33-3: Dimensiones del eje motriz.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_1 = [(\pi * r_1^2 * h_1) + 2 * (\pi * r_2^2 * h_2) + (\pi * r_3^2 * h_3)] * \rho \quad (70-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]
- M_1 = peso del eje motriz [kg]
- r_n = radio de cada sección del eje [mm]

- h_n = espesor de cada sección del engrane [mm]

El peso del eje hueco (figura 27-3), se la calcula mediante la ecuación 71-3.

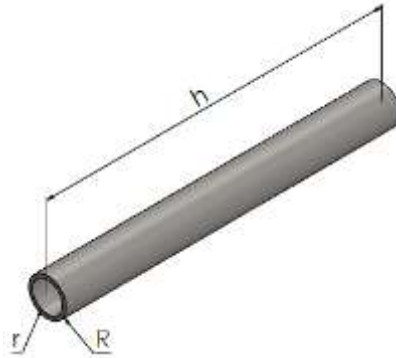


Figura 34-3: Dimensiones del eje hueco.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_2 = [(\pi * R^2 * h) - (\pi * r^2 * h)] * \rho \quad (71-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm^3]
- M_2 = peso del eje motriz [kg]
- R = radio cilindro exterior [mm]
- r = radio cilindro interior [mm]
- h = altura cilindro [mm]

El peso de la platabanda (figura 28-3) se la calcula tomando en consideración un solo cuerpo mediante la ecuación 72-3.

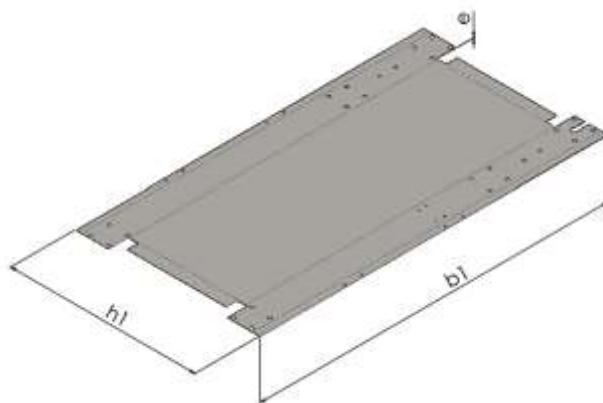


Figura 35-3: Dimensiones de la platabanda.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_3 = [(b_1 * h_1)] * e * \rho \quad (72-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]
- M_3 = peso de la platabanda [kg]
- b_1, h_1 = dimensiones de la platabanda [mm]

El peso del acople del eje hueco (figura 29-3), se la calcula mediante la ecuación 73-3.

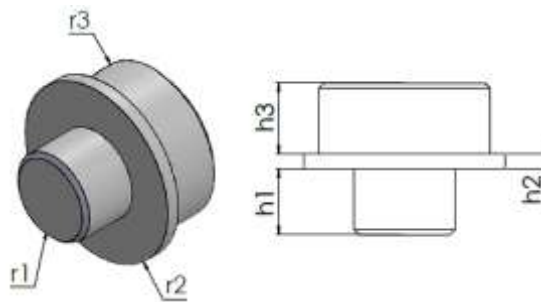


Figura 36-3: Dimensiones del acople de ejes huecos.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_4 = [(\pi * r_1^2 * h_1) + (\pi * r_2^2 * h_2) + (\pi * r_3^2 * h_3)] * \rho \quad (73-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del nylon [kg/mm³]
- M_4 = peso del acople [kg]
- r_n = radio de cada sección del acople [mm]
- h_n = espesor de cada sección del engrane [mm]

El peso de la placa de sujeción del motor (figura 30-3), se la calcula mediante la ecuación 74-3.

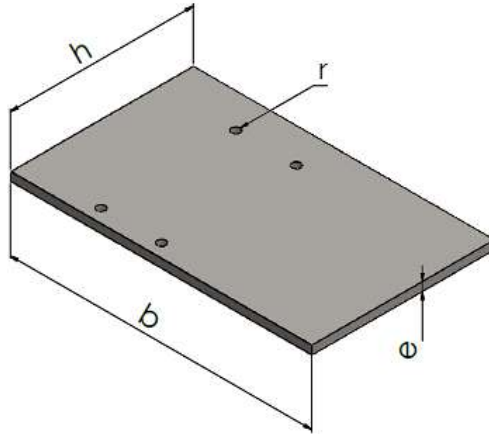


Figura 37-3: Dimensiones de placa de sujeción del motor.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_5 = [(b * h) - 4 * (\pi * r^2)] * e * \rho \quad (74-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del acero [kg/mm³]
- M_5 = peso de la placa [kg]
- b, h = dimensiones de la placa [mm]

El peso del soporte (figura 31-3), se la calcula mediante la ecuación 75-3.

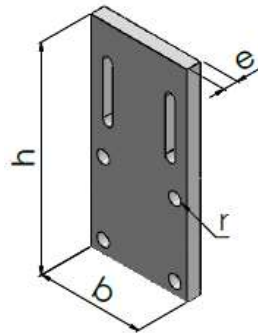


Figura 38-3: Dimensiones de soporte de eje hueco.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_6 = [(b * h) - 6 * (\pi * r^2)] * e * \rho \quad (75-3)$$

Donde:

- ρ_{acero} = densidad del grilón [kg/mm³]
- M_6 = peso de la placa [kg]

- b, h = dimensiones del soporte [mm]

El peso total del sistema de avance se la calcula a través de la ecuación 76-3.

$$\mathbf{M_{total\ 2} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + M_6 + M_7} \quad \mathbf{(76-3)}$$

Donde:

- M_7 = peso de todo los elementos de catálogo [kg]

3.11.5.3. *Cargas que soporta la estructura*

Las cargas que soporta la estructura es el peso de los siguientes elementos:

- Sistema de abastecimiento
- Sistema de avance de banda transportadora
- Motorreductor
- Placa motorreductor
- Tablero de control
- Ejes de soporte sistema de abastecimiento
- Tapa perfil asumido
- Perfil asumido

Los pesos anteriores consideran que las vigas A-B, C-D y E-F son las que tienen las mayores cargas críticas cuando la máquina se encuentre a su máxima capacidad como se muestra en la figura 32-3.

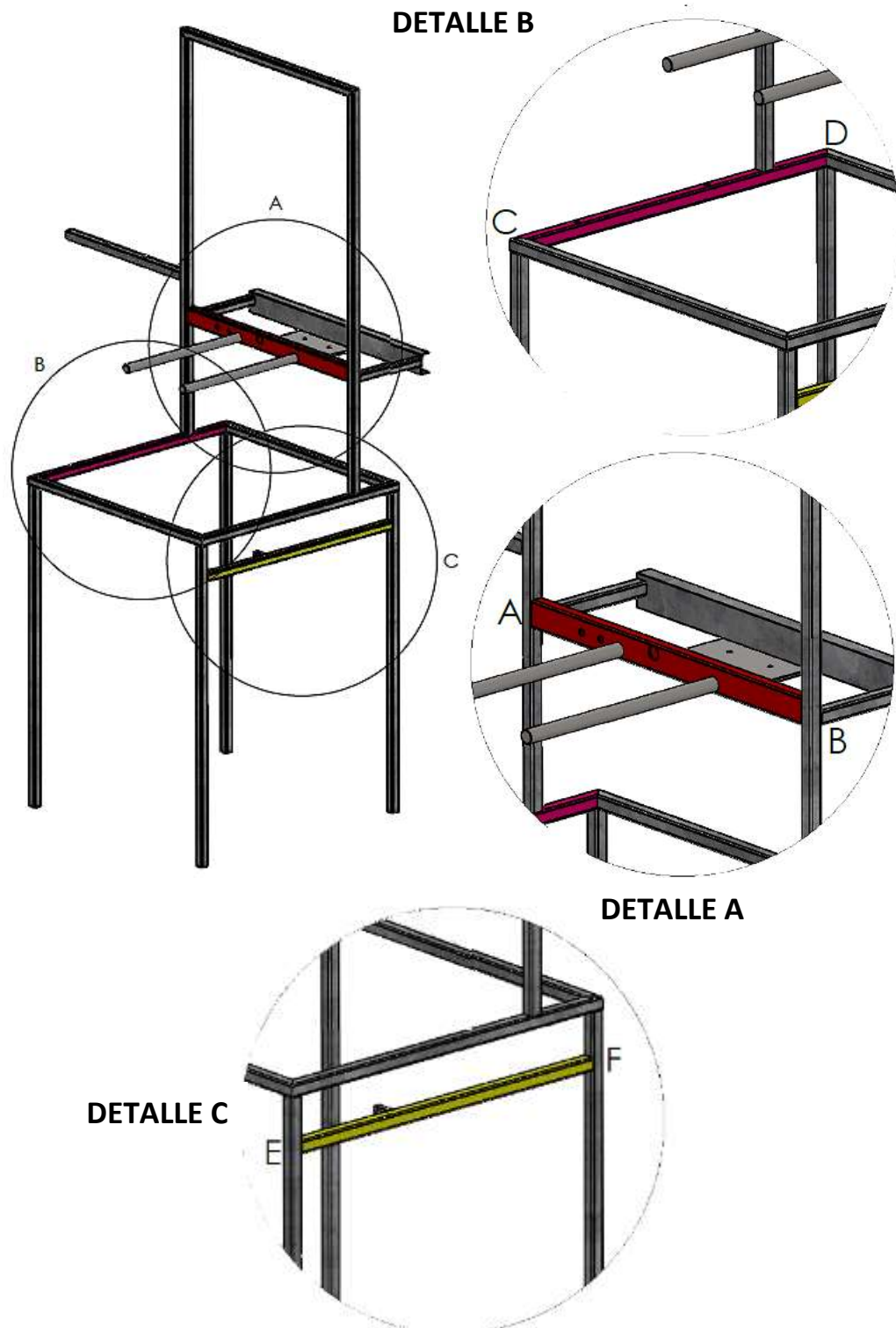


Figura 39-3: Vigas críticas de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En la figura 32-3 se puede verificar las vigas que soportan la mayor carga, las mismas que se analizarán considerando las vigas A-B (figura 33-3), Y E-F (figura 35-3), como vigas doblemente empotradas y la viga C-D (figura 34-3), como articulada en sus extremos.

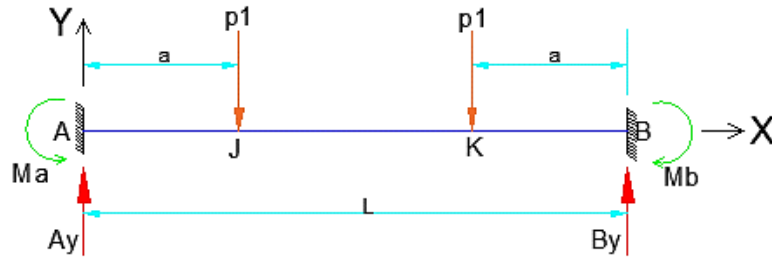


Figura 40-3: Representación de las fuerzas y reacciones en la viga A-B.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

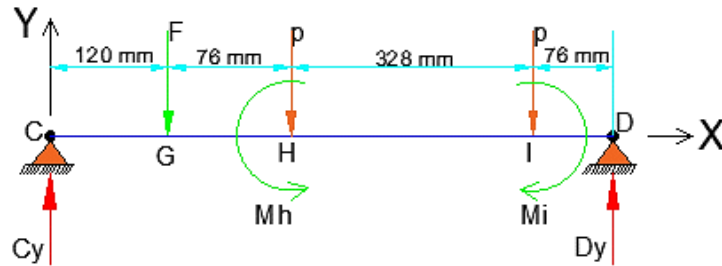


Figura 41-3: Representación de las fuerzas y reacciones en la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

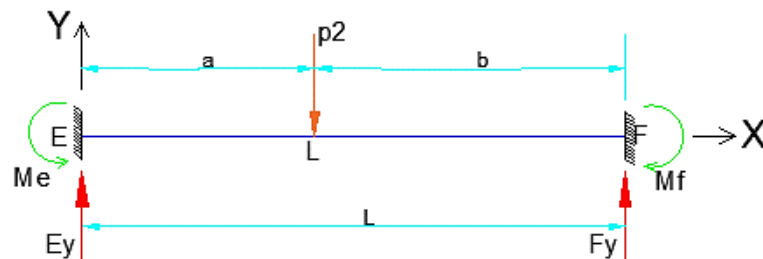


Figura 42-3: Representación de las fuerzas y reacciones en la viga E-F.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Reacciones en las vigas

Las reacciones se establecen en base al tipo de apoyo que presente las vigas:

- Para vigas articuladas las reacciones se establecen de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$\sum M_n = 0 \quad \text{Considerando positivo s. r. c.} \quad (77-3)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad \text{Considerando positivo hacia arriba.} \quad (78-3)$$

Donde:

- M_n = momentos respecto a un punto de la viga [Nmm]
- F_y = fuerzas en el eje Y aplicada a la viga [N]
- Para vigas doblemente empotradas las reacciones se establecen de acuerdo al ANEXO A.

De acuerdo a la figura 33-3 se establece:

$$A_y = B_y = P_1 \quad (79-3)$$

De acuerdo a la figura 35-3 se establece:

$$E_y = \frac{P_2 b^2}{L^3} (L + 2a) \quad (80-3)$$

$$F_y = \frac{P_2 a^2}{L^3} (L + 2b) \quad (81-3)$$

Fuerzas cortantes y momentos en las vigas

Las fuerzas cortantes y los momentos se establecen en base al tipo de apoyo que presente las vigas:

- Para vigas articuladas se utilizará el método analítico de las secciones (Meriam & Kraige).
- Para vigas doblemente empotradas las fuerzas cortantes y momentos se establecen de acuerdo al ANEXO A.

De acuerdo a la figura 33-3 se establece:

$$V_{AJ} = P_1; V_{JK} = 0; V_{KB} = -P_1 \quad (82-3)$$

$$M_{AJ} = \frac{P_1}{L} (Lx - aL + a^2) \quad (83-3)$$

$$M_{JK} = \frac{P_1 a^2}{L} \quad (84-3)$$

$$M_{KB} = \frac{P_1}{L} (L^2 - Lx - La + a^2) \quad (85-3)$$

De acuerdo a la figura 35-3 se establece:

$$V_{EL} = \frac{P_2 b^2}{L^3} (L + 2a) \quad (86-3)$$

$$V_{LF} = -\frac{P_2 a^2}{L^3} (L + 2b) \quad (87-3)$$

$$M_{EL} = \frac{P_2 b^2}{L^3} (-aL + 3ax + bx) \quad (88-3)$$

$$M_E = \frac{P_2 ab^2}{L^2} \quad (89-3)$$

$$M_F = \frac{P_2 ba^2}{L^2} \quad (90-3)$$

$$M_{LF} = M_{EL} - P_2(x - a) \quad (91-3)$$

Con las ecuaciones anteriores se puede obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector para cada viga de la estructura.

Establecido los diagramas se analiza el punto crítico de la viga mediante el momento flector máximo, lo que permite seleccionar el perfil adecuado a través de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \pm \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{xx}} \leq \sigma_{material} \quad (92-3)$$

$$\sigma_{material} = \frac{S_y}{n} \quad (93-3)$$

Mediante las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$S_{xx} \geq \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_y/n} \quad (94-3)$$

Donde:

- $\sigma_{m\acute{a}x}$ = esfuerzo [N/mm²]
- S_{xx} = módulo de sección [mm³]
- n = factor de seguridad
- $M_{m\acute{a}x}$ = momento flector máximo [Nmm]
- S_y = resistencia a la fluencia [N/mm²]

La ecuación 94-3 permite hallar el valor del módulo de sección del perfil a seleccionar (ANEXO H), el mismo que se lo hará mediante los catálogos de los fabricantes (Díaz & Lescano, 2012).

Diseño por estabilidad

El diseño por estabilidad se utilizará para columnas de acuerdo a la teoría del manual de construcción de estructuras metálicas (AISC).

De acuerdo al manual de la AISC establece una carga axial (compresión) en la columna como se muestra en la figura 36-3.

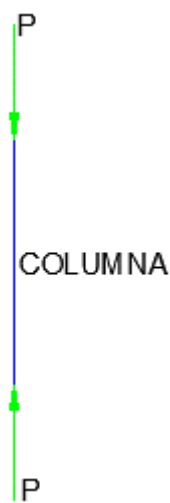


Figura 43-3: Representación de la fuerza que actúa en la columna de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El mismo establece el cálculo del esfuerzo de la columna mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \quad (95-3)$$

Donde:

- σ_a = esfuerzo de compresión [N/mm²]
- P = fuerza de compresión [N]
- A = sección transversal del perfil a analizar [mm²]

La AISC establece que la esbeltez de la columna se calcula mediante la siguiente expresión:




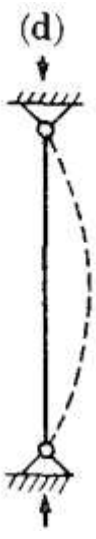





$$\lambda = \frac{k * l}{r_{\min}} < 200 \quad (96-3)$$

Donde:

- λ = esbeltez de la columna
- k = factor de apoyo
- l = longitud efectiva de la columna [mm]
- r_{\min} = radio de giro mínimo [mm]

Para el valor del factor de apoyo la AISC establece valores de acuerdo a la tabla 25-3:

Tabla 25-3: Factor de apoyo K para columnas.

FACTOR DE APOYO PARA COLUMNAS					
	(a)	(b)	(c)	(d)	(f)
La deformación de la columna se muestra en línea discontinua.					
Valores teóricos de K	0.5	0.7	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño en condiciones ideales	0.65	0.8	1.2	2.10	2.0
Código de condición final		Rotación fija y traslación fija			
		Rotación libre y traslación fija			
		Rotación fija y traslación libre			
		Rotación libre y traslación libre			

Fuente: (AISC).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para el radio de giro se utiliza la siguiente ecuación:

$$r_n = \sqrt{\frac{I_n}{A}} \quad (97-3)$$

Donde:

- r_n = radio de giro respecto a x o y [mm]
- I_n = inercia respecto a x o y [mm⁴]
- A = sección transversal del perfil a analizar [mm²]

Conocida la esbeltez de la columna se procede a encontrar el valor teórico del esfuerzo de compresión F_a (ANEXO B).

Finalmente se compara los valores de σ_a y F_a para encontrar el índice de trabajo de la columna.

$$I_a = \frac{\sigma_a}{F_a} \leq 1 \quad (98-3)$$

Donde:

- I_a = índice de trabajo de la columna

3.11.6. *Diseño del sistema de elevación*

El sistema de elevación se encuentra compuesto por los componentes mostrados en la figura 37-3.



Figura 44-3: Componentes del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para el diseño del sistema de elevación se va a tomar en cuenta utilizar un tornillo de potencia (figura 38-3), que permita la subida y bajada del sistema de avance de la banda transportadora a través de un pistón como el mostrado en la figura 37-3, el mismo que será utilizado para la fabricación de suspiros pequeños y grandes.



Figura 45-3: Tornillo de potencia.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

La figura 39-3 nos muestra los puntos de análisis donde el sistema de avance de la banda transportadora sea horizontal (P1) y el punto (P2) que es la altura máxima que puede llegar el tornillo de potencia.

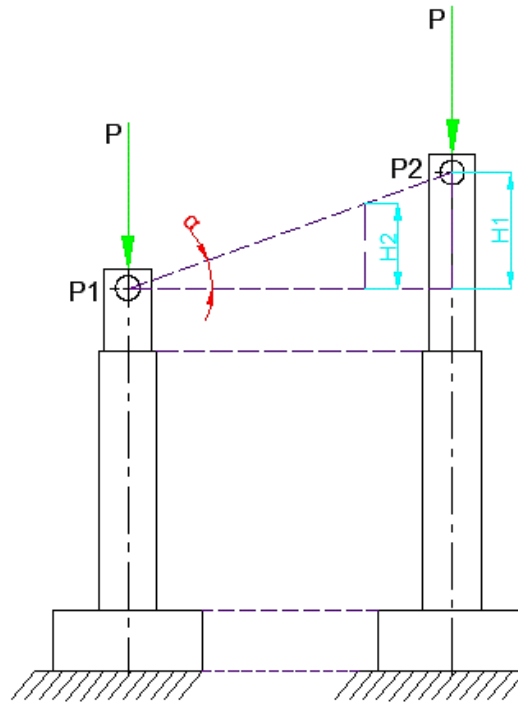


Figura 46-3: Puntos de análisis para el sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La altura H2 es la máxima llegada por la banda transportadora hacia las boquillas para una adecuada dosificación de los suspiros.

3.11.6.1. *Diseño por estabilidad*

Se asume la longitud del tornillo de potencia de 180 [mm] el mismo que será analizado como columna intermedia de Jhonson (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\lambda < \lambda_o \quad (99-3)$$

El límite de esbeltez se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\lambda_o = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} \quad (100-3)$$

$$\lambda = \frac{L_e}{r} \quad (101-3)$$

Donde:

- λ_o = límite de esbeltez

- S_y = límite de fluencia del material de la columna [Mpa]
- λ = esbeltez de la columna
- E = módulo de elasticidad del material [Mpa]
- L_e = longitud efectiva de la columna [mm]
- r = radio de giro de la sección transversal [mm]

$$r_n = \sqrt{\frac{I_n}{A}} \quad (102-3)$$

Donde:

- r_n = radio de giro respecto al eje x o y [mm]
- I_n = segundo momento de área [mm⁴]
- A = área de la sección transversal [mm²]

Para columnas intermedias se tiene:

$$\frac{P_{crí}}{A} = S_y - a * \lambda^2 \quad (103-3)$$

$$a = \frac{S_y^2}{4 * \pi^2 * E} \quad (104-3)$$

Donde:

- $P_{crí}$ = carga crítica [N]
- a = coeficiente

Para obtener un coeficiente de seguridad a carga crítica se utiliza la siguiente expresión:

$$\frac{n * P_{máx}}{A} = S_y - a * \lambda^2 \quad (105-3)$$

$$n = \frac{P_{crí}}{P_{máx}} \quad (106-3)$$

Donde:

- $P_{máx}$ = carga máxima que soporta la columna [N]

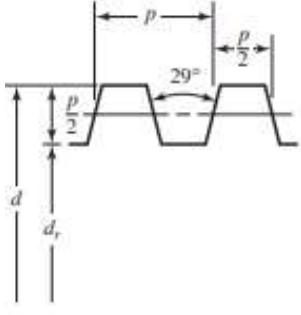
- n = factor de seguridad de la columna

3.11.6.2. *Diseño del tornillo de potencia*

Un tornillo de potencia es aquel elemento mecánico que transforma el movimiento angular en movimiento lineal para transmitir potencia (Budynas & Nisbett, 2008).

El tornillo de potencia tiene varios tipos de roscas, la más común se muestra en la tabla 26-3.

Tabla 26-3: Rosca trapezoidal o ACME.

Tipo de rosca	
Trapezoidal o ACME	

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Relaciones de tornillos de potencia (Budynas & Nisbett, 2008).

- **Diámetro exterior:**

$$d_e = d_m + \frac{p}{2} \quad [mm] \quad (107-3)$$

- **Diámetro de núcleo:**

$$d_n = d_m - \frac{p}{2} \quad [mm] \quad (108-3)$$

- **Diámetro de tracción:**

$$d_t = d_m - \frac{p}{4} \quad [mm] \quad (109-3)$$

- **Diámetro de collarín:**

$$d_c = d_m + \frac{p}{2} \quad [mm] \quad (110-3)$$

- **Paso:**

$$p = \frac{1}{\# \text{ hilos por pulgada}} \quad [mm] \quad (111-3)$$

- **Avance:**

$$\rho = p * \# \text{ hileras} \quad [\text{mm}] \quad (112-3)$$

- **Ángulo de hélice:**

$$\text{tg}(\lambda) = \frac{\rho}{\pi * d_m} \quad (113-3)$$

Torque requerido para subir la carga

Este par de torsión se requiere para dos propósitos: vencer la fricción en la rosca y elevar la carga (Budynas & Nisbett, 2008).

Este par para rosca ACME se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_s = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{\mu * \pi * d_m * \sec(14,5^\circ) + \rho}{\pi * d_m - \mu * \rho * \sec(14,5^\circ)} \right) + \frac{F * d_c * u_c}{2} \quad (114-3)$$

Donde:

- T_s = torque de subida [Nmm]
- F = fuerza a elevar [N]
- d_m = diámetro medio de la rosca [mm]
- ρ = avance [mm]
- d_c = diámetro de collarín [mm]
- u_c = coeficiente de fricción entre tornillo y rodamiento [ANEXO C]
- u = coeficiente de fricción entre el tornillo y tuerca [ANEXO C]

Torque requerido para bajar la carga

Este par de torsión se requiere para superar una parte de la fricción al bajar la carga (Budynas & Nisbett, 2008).

Este par para rosca ACME se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_b = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{\mu * \pi * d_m * \sec(14,5^\circ) - \rho}{\pi * d_m + \mu * \rho * \sec(14,5^\circ)} \right) + \frac{F * d_c * u_c}{2} \quad (115-3)$$

Donde:

- T_b = torque de bajada [Nmm]

Esfuerzos en el tornillo

Se establece el criterio que el tornillo sube y baja con carga.

○ Caso estático

El esfuerzo a compresión se tiene:

$$\sigma = -\frac{4 * F}{\pi * d_t^2} \quad (116-3)$$

El esfuerzo a torsión se tiene:

$$\tau = \frac{16 * T_s}{\pi * d_t^3} \quad (117-3)$$

Se calcula el coeficiente de seguridad mediante la teoría de Von Misses:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \frac{S_y}{n} \quad (118-3)$$

○ Caso dinámico

- A torsión:

Se desarrolla el diagrama de esfuerzo a torsión mediante la figura 40-3, de acuerdo al caso en estudio.

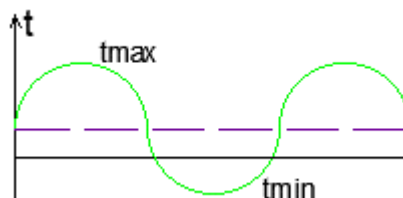


Figura 47-3: Comportamiento del esfuerzo a torsión.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * T_s}{\pi * d_t^3} \quad (119-3)$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = -\frac{16 * T_b}{\pi * d_t^3} \quad (120-3)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (121-3)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (122-3)$$

Donde:

- τ_a = esfuerzo torsión de amplitud [Mpa]
- τ_m = esfuerzo torsión medio [Mpa]

- **A compresión:**

Se desarrolla el diagrama de esfuerzo a compresión mediante la figura 41-3 de acuerdo al caso en estudio.

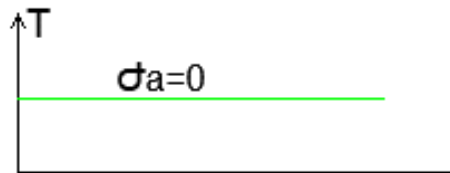


Figura 48-3: Comportamiento del esfuerzo a compresión.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{4 * F}{\pi * d_t^2} \quad (123-3)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{4 * F}{\pi * d_t^2} \quad (124-3)$$

$$\sigma_m = \frac{4 * F}{\pi * d_t^2} \quad (125-3)$$

$$\sigma_a = 0 \quad (126-3)$$

Donde:

- σ_a = esfuerzo compresión de amplitud [Mpa]
- σ_m = esfuerzo compresión medio [Mpa]

Diseño a fatiga

En el cálculo del límite a fatiga se consideran algunos factores de reducción (Budynas & Nisbett, 2008).

$$S_e = k_c * k_e * S_e' \quad (127-3)$$

$$S_e' = 0,45 * S_{ut} \quad (128-3)$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (129-3)$$

Donde:

- S_e = límite a fatiga [Mpa]
- k_c = factor de confiabilidad = 0,814
- k_f = factor de concentración de esfuerzos = 4,6
- S_{ut} = límite de tracción del material

Diseño a esfuerzos combinados

$$\sigma_{eq-a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2} \quad (130-3)$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} \quad (131-3)$$

Donde:

- σ_{eq-a} = esfuerzo equivalente amplitud [Mpa]
- σ_{eq-m} = esfuerzo equivalente medio [Mpa]

$$\frac{\sigma_{eq-a}}{S_e} + \frac{\sigma_{eq-m}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (132-3)$$

Donde:

- n = factor de seguridad
- S_e = límite a fatiga [Mpa]

Eficiencia del tornillo

$$n = \frac{F * \rho}{2 * \pi * T_s} \quad (133-3)$$

Donde:

- n = eficiencia del tornillo
- T_s = torque de subida [Nmm]

Auto bloqueo del tornillo

Para rosca ACME se tiene:

$$\mu > \tan \lambda * \cos 14,5^\circ \quad (134-3)$$

Donde:

- μ = coeficiente de fricción entre el tornillo y tuerca
- λ = ángulo de hélice [°]

Diseño de la tuerca

La tuerca sujeta en el tornillo de potencia es fabricada generalmente de bronce y está sujeta a los siguientes esfuerzos:

- **A cizalla:**

$$\tau = \frac{2 * F}{\pi * d_e * H} = \frac{S_{sy}}{n} \quad (135-3)$$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad (136-3)$$

Donde:

- τ = esfuerzo a cizalla [Mpa]
- H = altura de la tuerca [mm]
- n = factor de seguridad

- **A aplastamiento:**

$$\sigma = \frac{4 * p * F}{\pi * (d_e^2 - d_n^2) * H} = \frac{S_y}{n} \quad (137-3)$$

Donde:

- d_n = diámetro de núcleo [mm]
- p = paso [mm]

- **A flexión:**

$$\sigma = \frac{6 * F}{\pi * d_m * H} = \frac{S_y}{n} \quad (138-3)$$

Donde:

- d_m = diámetro medio [mm]

Potencia requerida en el motor

Para la potencia requerida para subir y bajar la carga del tornillo de potencia se deduce en la siguiente fórmula:

$$P = T_s * W \quad (139-3)$$

Donde:

- T_s = torque de subida [Nmm]
- P = potencia requerida en el motor [HP]
- W = velocidad angular [RPM]

$$W = \frac{V}{\# \text{ hileras} * p} \quad (140-3)$$

Donde:

- p = paso [mm]
- v = velocidad lineal [m/s]

3.11.6.3. Esfuerzo de apoyo o aplastamiento

El esfuerzo de apoyo o aplastamiento es un esfuerzo de compresión desarrollado entre dos cuerpos en su superficie en contacto como el mostrado en la figura 42-3.

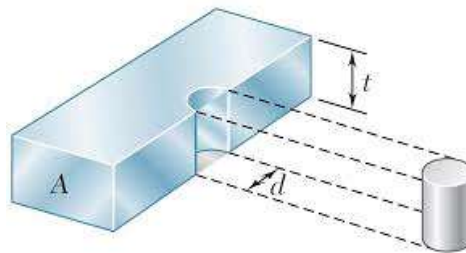


Figura 49-3: Dimensiones de cálculo del esfuerzo de aplastamiento.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \quad (141-3)$$

Donde:

- F = fuerza ejercida sobre la superficie [N]
- A = área de contacto entre las superficies [mm²]
- σ_a = esfuerzo de apoyo o aplastamiento [N]

Aplicando el criterio de Von Mises se procede a calcular el factor de seguridad mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{S_y}{n} \quad (142-3)$$

Donde:

- S_y = límite de fluencia del material [MPa]
- n = factor de seguridad

3.11.7. *Diseño de elementos mecánicos*

Para el diseño de elementos mecánicos se lo va a realizar mediante teorías de falla estática, los mismos que están sometidos a esfuerzos combinados estáticos. En el diseño de elementos sometidos a carga axial, flexión o torsión, se compara el esfuerzo máximo con la resistencia a la fluencia del material que se está aplicando.

Para materiales frágiles se utiliza la Teoría de Mohr Modificada (TMM), particularmente para hierro fundido gris. Para materiales dúctiles uniformes se utiliza la teoría de la energía de distorsión (Von Mises) que representa mejor los datos realizados sobre materiales como el acero y aleaciones de aluminio (Vanegas, 2018).

Para el cálculo de los esfuerzos estáticos se lo realiza mediante las siguientes ecuaciones:

- **Esfuerzo axial**

$$\sigma_c = -\frac{F}{A} \quad (143-3)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad (144-3)$$

Donde:

- σ_c = esfuerzo a compresión [MPa]
- σ_t = esfuerzo a tracción [MPa]
- F = fuerza aplicada [N]
- A = área de la sección transversal [mm²]

- **Esfuerzo a corte**

$$\tau_c = \frac{F}{A} \quad (145-3)$$

Donde:

- τ_c = esfuerzo a corte [MPa]

- **Esfuerzo a flexión**

$$\sigma_{fc} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (146-3)$$

$$\sigma_{fnc} = \frac{M_n * c}{I_n} \quad (147-3)$$

Donde:

- σ_{fc} = esfuerzo a flexión circular [MPa]
- σ_{fnc} = esfuerzo a flexión no circular [MPa]
- M = momento máximo [Nmm]
- d = diámetro de la sección transversal [mm]
- M_n = momento máximo respecto a x o y [Nmm]
- I_n = inercia respecto a x o y [mm⁴]

- **Esfuerzo a torsión**

$$\tau_{tc} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (148-3)$$

$$\tau_{tnc} = \frac{T}{\alpha * a * b^2} \quad (149-3)$$

Donde:

- τ_{tc} = esfuerzo a torsión circular [MPa]
- τ_{tnc} = esfuerzo a torsión no circular [MPa]
- T = torque máximo [Nmm]

- a, b = dimensiones de la sección no circular [mm]
- α = factor en relación a las dimensiones. (Tabla 27-3)

Tabla 27-3: Factores de esfuerzo a torsión no circular.

a/b	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
α	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313	0,333
β	0,141	0,196	0,229	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333
δ	1	0,858	0,796	0,753	0,745	0,743	0,743	0,743	0,743

Fuente: (Vanegas, 2018).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.7.1. Esfuerzos normales

Para el cálculo de esfuerzos normales se lo realiza mediante la sumatoria algebraica de los esfuerzos axiales y esfuerzos a flexión, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_x = \sigma_f + \sigma_a \quad (150-3)$$

Donde:

- σ_x = esfuerzo normal [MPa]
- σ_f = esfuerzo a flexión [MPa]
- σ_a = esfuerzo axial [MPa]

3.11.7.2. Esfuerzos tangenciales

Para el cálculo de esfuerzos tangenciales se lo realiza mediante la sumatoria vectorial de los esfuerzos a corte y esfuerzos a torsión, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\tau_{xy} = \sqrt{\tau_c + \sigma_{tr}} \quad (151-3)$$

Donde:

- τ_{xy} = esfuerzo tangencial [MPa]
- τ_c = esfuerzo a corte [MPa]
- σ_{tr} = esfuerzo a torsión [MPa]

3.11.7.3. *Esfuerzos combinados*

La ecuación de diseño para esfuerzos combinados estáticos es:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n} \quad (152-3)$$

Donde:

- σ_e = esfuerzo equivalente [MPa]
- n = factor de seguridad

Para el cálculo del esfuerzo equivalente se lo realiza de acuerdo a la teoría de Von Mises, y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3 * \tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (153-3)$$

Donde:

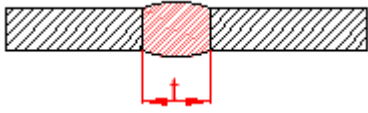
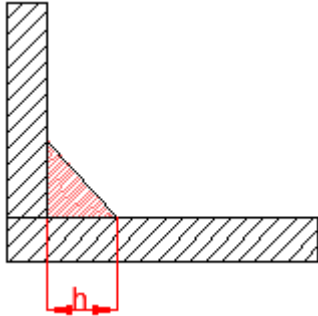
- σ_x = esfuerzo normal [MPa]
- σ_y = esfuerzo perpendicular [MPa]
- τ_{xy} = esfuerzo tangencial [MPa]

3.11.8. *Diseño de juntas soldadas*

Para el diseño de juntas soldadas se toma en cuenta que columnas y vigas transversales de la estructura serán construidas con perfiles estructurales cuadrados soldados a tope y a filete (Budynas & Nisbett, 2008).

Los tipos de soldadura utilizados se establece en la tabla 28-3.

Tabla 28-3: Tipos de soldadura a usar.

Tipo de junta	Gráfico
A tope	
Filete	

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En una soldadura de filete la sección más delgada ocurre a 45 °, por lo que se genera esfuerzos cortantes (tangenciales) como lo mostrado en la figura 43-3.

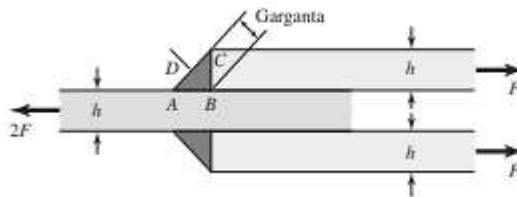


Figura 50-3: Soldadura de filete transversal.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

3.11.8.1. Carga paralela y transversal (diseño a corte)

Para la carga paralela mostrado en la figura 44-3, se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación 155-3.

$$\tau = \frac{V}{t * L} \quad (154-3)$$

Donde:

- τ = esfuerzo cortante [MPa]
- V = carga [N]

- t = longitud de garganta [mm]
- L = longitud de soldadura [mm]

Pero se sabe que la longitud de garganta es cordón simple (figura 44-3), por lo que la ecuación se establece de la siguiente manera:

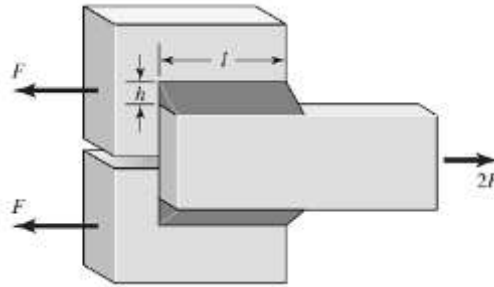


Figura 51-3: Soldadura de filete paralelo.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\tau = \frac{V}{0,707 * h * L} \quad (155-3)$$

Donde:

- h = longitud del cateto de la soldadura [MPa]

Para evitar la falla se tiene la ecuación 156-3.

$$\tau = \frac{0,5 * S_y}{n} \quad (156-3)$$

Donde:

- n = factor de seguridad
- S_y = resistencia a la fluencia [N/mm^2]

3.11.8.2. Carga de torsión (diseño a corte)

Se analiza cada esquina del grupo de soldadura tomando en consideración que el radio es la distancia desde el centroide del grupo de soldadura hasta el punto de análisis, como se muestra en la figura 45-3.

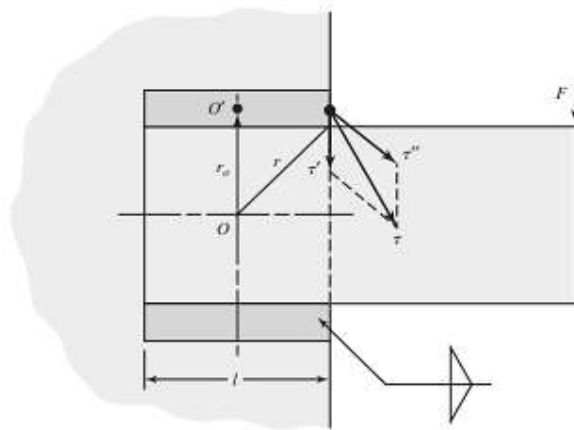


Figura 52-3: Conexión sometida a carga de torsión.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Para el cálculo del corte primario a torsión se utiliza la ecuación 157-3.

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (157-3)$$

Donde:

- A = área de la garganta [mm^2] [ANEXO D]
- τ' = esfuerzo cortante primario a torsión [MPa]

Para el cálculo del corte secundario a torsión se utiliza la ecuación 158-3.

$$\tau'' = \frac{T * r}{0,707 * h * J_u} \quad (158-3)$$

Donde:

- τ'' = esfuerzo cortante secundario a torsión [MPa]
- T = torque [Nmm]
- r = radio del grupo de soldadura [mm]
- J_u = segundo momento polar unitario de área [ANEXO D]

Para el esfuerzo cortante total a torsión se calcula de manera vectorial como muestra la ecuación 159-3.

$$\tau = \tau' + \tau'' \quad (159-3)$$

Donde:

- τ = esfuerzo cortante total a torsión [MPa]

Para evitar la falla se utiliza la ecuación 156-3.

3.11.8.3. Carga a flexión (diseño a corte)

Para el cálculo del corte primario a flexión se utiliza la ecuación 160-3.

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (160-3)$$

Donde:

- A = área de la garganta [mm²] [ANEXO D]
- τ' = esfuerzo cortante primario a flexión [MPa]

Para el cálculo del corte secundario a flexión se utiliza la ecuación 161-3.

$$\tau'' = \frac{M * c}{0,707 * h * Iu} \quad (161-3)$$

Donde:

- τ'' = esfuerzo cortante secundario a flexión [MPa]
- M = momento flector [Nmm]
- c = radio desde el eje neutro a la fibra de análisis [mm]
- Iu = segundo momento unitario de área [ANEXO D]

Para el esfuerzo cortante total a flexión se calcula con la ecuación 162-3.

$$\tau = \sqrt{\tau' + \tau''} \quad (162-3)$$

Donde:

- τ = esfuerzo cortante total a flexión [MPa]

Para evitar la falla se utiliza la ecuación 156-3.

3.11.9. Diseño de chavetas

Las cuñas o chavetas (figura 46-3), previenen el movimiento entre el eje y el elemento de máquina conectado a través del cual se transmite el par de torsión.

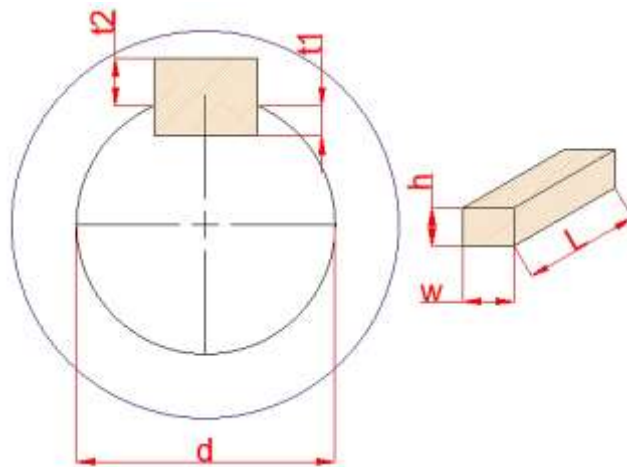


Figura 53-3: Dimensiones de la chaveta.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para la selección de chavetas se basa en la norma DIN 6885 – 1, la cual especifica el tamaño adecuado de la misma.

3.11.9.1. Esfuerzo a corte

El esfuerzo cortante de diseño se calcula con la ecuación 166-3.

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{2 * T}{d * w * l} \quad (163-3)$$

Donde:

- τ = esfuerzo cortante de diseño [MPa]
- P = fuerza aplicada en la cuña [N]

- **A** = área de corte de la cuña [mm²]
- **T** = momento torsor [Nmm]
- **d** = diámetro de eje [mm]
- **w** = ancho de la cuña [mm] [ANEXO E]
- **l** = longitud la cuña [mm]

Para evitar la falla en la cuña se establece la siguiente ecuación:

$$\tau \leq \frac{0,5 * S_y}{n} \quad (164-3)$$

Donde:

- **n** = factor de seguridad
- **S_y** = resistencia a la fluencia [MPa]

3.11.9.2. Esfuerzo a compresión

El esfuerzo a compresión se calcula con la ecuación 165-3.

$$\sigma_c = \frac{P}{A_c} = \frac{2 * T}{d * \frac{h}{2} * l} = \frac{4 * T}{d * h * l} \quad (165-3)$$

Donde:

- **σ_c** = esfuerzo a compresión [MPa]
- **A** = área a compresión [mm²]
- **h** = altura de la cuña [mm] [ANEXO E]

Para evitar la falla en la cuña se establece la siguiente ecuación:

$$\sigma_c \leq \frac{S_y}{n} \quad (166-3)$$

3.11.10. *Cálculo de tolerancias*

Las tolerancias son mediciones constructivas que señalan los valores máximos y mínimos que la dimensión puede alcanzar, para que la pieza construida comprendida entre dichos valores, sirva para el fin destinado (Larburu).

Una tolerancia tiene la siguiente denominación:

40 H7 f7

Donde:

- 40 = medida nominal de las dos piezas (macho y hembra)
- H = tolerancia para el agujero [ANEXO F]
- h = tolerancia para el eje [ANEXO F]
- 7 = calidad de la tolerancia

Se debe considerar que una de las dos letras debe ser la hache para determinar el sistema de ajuste a trabajar.

3.11.10.1. *Calidad de tolerancias*

Para cada dimensión se ha establecido 18 calidades o series de tolerancias. En este caso se establecen las calidades de 5 a 11 para ejes y calidades de 6 a 11 para agujeros (Larburu).

La denominación para calidades se establece en la tabla 29-3.

Tabla 29-3: Calidades de tolerancias.

Calidad	Tipo
IT-5	Máxima calidad
IT-6, IT-7	Precisión
IT-8, IT-9	Esmerilada

Fuente: (Larburu).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.10.2. *Tipo de ajuste*

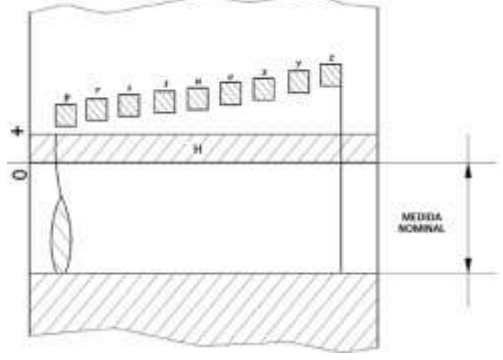
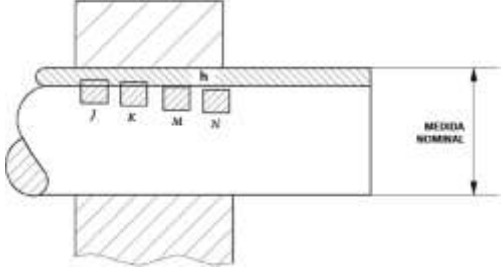
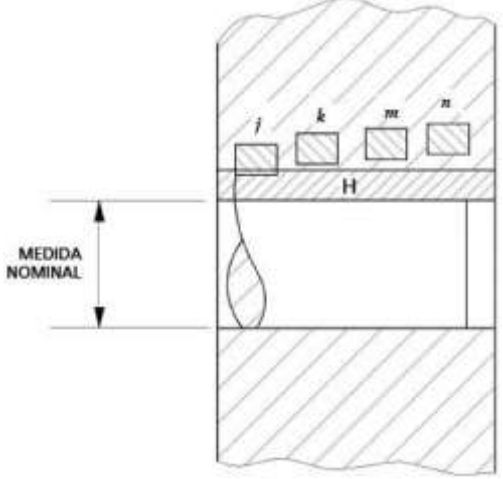
Se establece dos sistemas para el tipo de ajuste:

- **Sistema de agujero único:** es aquel sistema donde la pieza hembra siempre lleva la letra mayúscula **H**.
- **Sistema de eje único:** es aquel sistema donde la pieza macho siempre lleva la letra minúscula **h**.

Sabiendo esto se designa los tipos de ajustes tanto para eje único y agujero único como se indica en la tabla 30-3.

Tabla 30-3: Tipos de ajustes de tolerancias.

Denominación		Tipo de ajuste	
A – H	Eje único	Ajuste con juego	
a – h	Agujero único		
P – Z	Eje único	Ajuste con apriete	

p – z	Agujero único		
J, K, M, N	Eje único		
j, k, m, n	Agujero único	Ajuste incierto	

Fuente: (Ternium).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Ajuste con juego

En el ajuste con juego, las piezas pueden moverse con mayor o menor libertad una respecto de otra (Ternium).

Para el sistema de **agujero único** (el eje es más pequeño que el agujero) mostrado en la figura 47-3, el apriete máximo y mínimo se calcula con las ecuaciones 167-3 y 168-3.

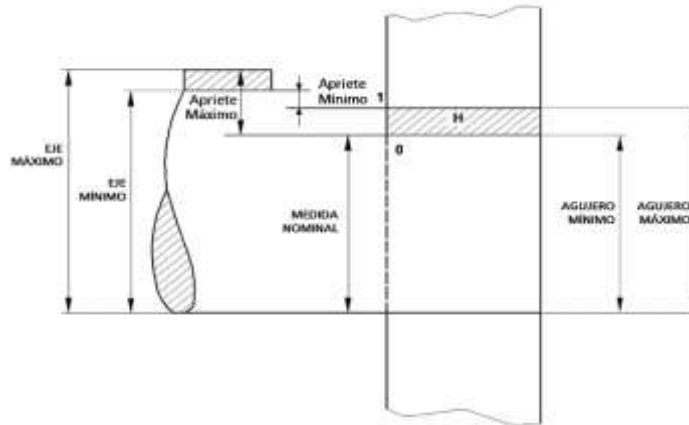


Figura 54-3: Representación del sistema agujero único.

Fuente: (Ternium).

$$\text{Apriete máximo} = \text{eje máximo} - \text{agujero mínimo} \quad (167-3)$$

$$\text{Apriete mínimo} = \text{eje mínimo} - \text{agujero máximo} \quad (168-3)$$

Para el sistema de **eje único** (el agujero es más grande que el eje) mostrado en la figura 48-3, el juego máximo y mínimo se calcula con las ecuaciones 169-3 y 170-3.

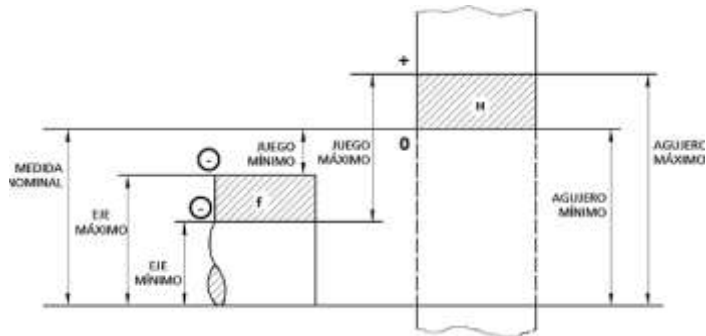


Figura 55-3: Representación del sistema eje único.

Fuente: (Ternium).

$$\text{Juego máximo} = \text{agujero máximo} - \text{eje mínimo} \quad (169-3)$$

$$\text{Juego mínimo} = \text{agujero mínimo} - \text{eje máximo} \quad (170-3)$$

Ajuste con apriete

En el ajuste con apriete, las piezas una vez montadas, quedan fuertemente unidas una respecto de la otra (Ternium).

Para el sistema de **eje único** y **agujero único** el apriete máximo y mínimo se calcula con las ecuaciones 167-3 y 168-3.

Ajuste incierto

En el ajuste incierto, las piezas una vez montadas, pueden tener juego como apriete (Ternium).

Para el sistema de **eje único** y **agujero único** el juego máximo y apriete máximo se calcula con las ecuaciones 169-3 y 170-3.

3.11.11. Selección de elementos normalizados

3.11.11.1. Selección del motorreductor

Para la selección adecuada del motorreductor (figura 49-3), se requieren datos como la potencia requerida en HP y las RPM de salida del mismo.

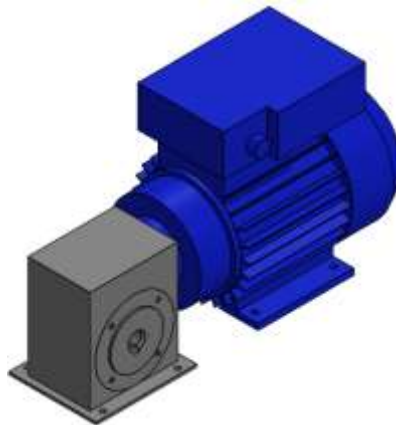


Figura 56-3: Vista isométrica del motorreductor mediante SolidWorks.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El punto 3.12.12.1 nos indica la selección del motorreductor con los parámetros previamente establecidos.

3.11.11.2. Selección del motor eléctrico de avance y elevación de la banda transportadora

En el apartado de la selección de alternativas se establece como la mejor selección para el avance de la banda transportadora un motor eléctrico (figura 50-3), en donde se requieren datos como la potencia requerida en KW y las RPM de salida.

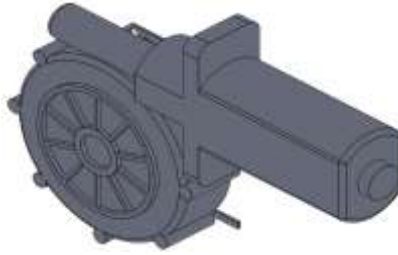


Figura 57-3: Vista isométrica del motor eléctrico mediante SolidWorks.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El punto 3.12.12.2 y 3.12.12.5 nos indica la selección del motor eléctrico con los parámetros previamente establecidos.

3.11.11.3. *Selección de la cadena de la banda transportadora*

Para realizar una adecuada selección de la cadena, el piñón y corona (figura 51-3), los datos para la selección son las RPM de salida y la potencia en HP; además, se debe verificar si el agujero máximo del piñón seleccionado es adecuado para un correcto ensamble con el motor seleccionado.



Figura 58-3: Vista isométrica del sistema de la cadena mediante SolidWorks.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El punto 3.12.12.3 nos indica la selección de la cadena mediante los parámetros previamente establecidos.

3.11.11.4. *Selección de la banda transportadora*

La banda transportadora se compone de dos elementos, la carcasa (alma) y la cobertura (forro).

Carcasa

- La carcasa es el alma donde convergen las tensiones, esta tiene la función de absorber y transmitir las fuerzas que actúan en la banda aplicada al tambor motriz.

La carcasa se conforma de una o varias capas de tejido textil, las mismas que están forradas de cauchos o polímeros. El tejido longitudinal se denomina urdimbre y el sentido transversal es trama, según nomenclatura es identificado por letras, tal es el caso de EP, donde indica poliéster (E) en la urdimbre y poliamida (P) en la trama (Alvarado, 2016).

Algunos materiales comunes de la carcasa son:

- Algodón (B): Tejido natural, es de uso común para bandas de servicio ligero y baja tensión.
- Polyester (E): Muy poco vulnerables a la humedad, presentan gran flexibilidad y su longitud no es variable con alta resistencia de materiales ácidos.
- Poliamida (P): Resistente al impacto, es de uso común para todo tipo de aplicaciones, con fibras sintéticas a base de nylon, la misma posee muy buena elasticidad con buena resistencia a la humedad.
- Polyester – Poliamida (EP): polyester en la urdimbre y poliamida en la trama, que tiene las siguientes ventajas:
 - Resistencia al impacto
 - Longitud estable
 - Resistencia a la humedad
- Algodón – Nylon: las fibras de la urdimbre son hechas de algodón y las fibras de trama son de nylon. Se emplea para servicios medianos y pesados en rangos altos de tensión.

Cobertura

- La cobertura es el envoltorio de la carcasa, la protege de las condiciones que pueden deteriorar la banda, esto lleva la banda hasta el límite de su vida útil (Alvarado, 2016).

Su objetivo es tener adherencia en los tambores, resistir el desgaste y circunstancias ambientales.

La banda transportadora a escoger se la realiza mediante los datos calculados, tomando en consideración que se debe elegir una banda que tenga una resistencia superior a la calculada y una aplicación de acuerdo al caso en particular.

3.11.11.5. *Diseño de rodamientos*

Un rodamiento (figura 52-3), es una pieza utilizada en la maquinaria en donde facilita el movimiento giratorio de los elementos acoplados al mismo.



Figura 59-3: Rodamientos.

Fuente: (FAG).

Para la selección de un rodamiento es necesario tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Condiciones de servicio.
- Facilidad de montaje y desmontaje.
- Existencia en el mercado.
- Buena durabilidad.

Para seleccionar el tipo de rodamiento adecuado para la aplicación se debe considerar las reacciones que se ejercen en los puntos de análisis.

Se utilizará catálogos de fabricantes, uno de los más conocidos existentes en el mercado es el catálogo FAG 41250 SA. A través de éste se realizará la selección adecuada mediante un análisis estático y dinámico sobre el rodamiento (FAG).

Análisis estático

Los rodamientos generalmente están sometidos a cargas axiales, radiales, o la combinación entre ambas (FAG).

Para el tamaño del rodamiento se lo calculo mediante la siguiente ecuación:

$$C_o = f_s * P_o \quad (171-3)$$

Donde:

- C_o = capacidad de carga estática [kg]
- f_s = factor de esfuerzos estáticos
- P_o = carga estática equivalente [kg]

La carga estática equivalente se la puede calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$P_o = F_r \quad ; \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \quad (172-3)$$

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > 0,8 \quad (173-3)$$

Donde:

- F_r = carga radial [kg]
- F_a = carga axial [kg]

Análisis dinámico

La resistencia del rodamiento se lo realiza mediante un análisis dinámico (FAG).

La carga dinámica equivalente se la puede calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$P = F_r \quad ; \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (174-3)$$

$$P = 0,56 * F_r + Y * F_a \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (175-3)$$

Donde:

- P = carga dinámica equivalente [kg]

- Y = factor axial

La capacidad requerida se la calcula mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{f_L}{f_n * f_H} P \quad (176-3)$$

Donde:

- f_L = factor de esfuerzo dinámico
- f_H = factor de fuerza
- f_n = factor de velocidad

Vida útil del rodamiento

La vida de un rodamiento se lo calcula dependiendo si es rodamiento de bolas o rodillos (Budynas & Nisbett, 2008).

Las ecuaciones para hallar la vida útil del rodamiento son:

$$\text{Rodamiento de bolas} \quad L = 500 * (f_H)^3 \quad (177-3)$$

$$\text{Rodamiento de rodillos} \quad L = 500 * (f_H)^{\frac{10}{3}} \quad (178-3)$$

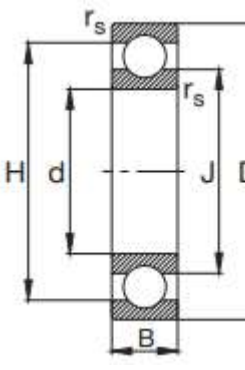
Donde:

- L = vida útil del rodamiento [horas de vida]

3.11.11.6. Selección de chumaceras

Para la selección de chumaceras se deben conocer datos como el diámetro y ancho del rodamiento, como se muestra en la tabla 31-3.

Tabla 31-3: Dimensiones de rodamientos.

Descripción	
D	
B	

Fuente: (FAG).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.11.11.7. Pernos sometidos a corte

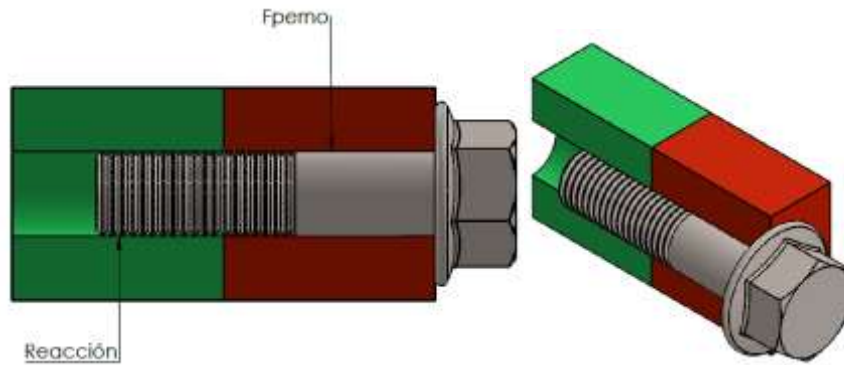


Figura 60-3: Representación del perno sometido a corte mediante SolidWorks.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El esfuerzo cortante que está sometido un perno (figura 53-3), se calcula mediante la ecuación 179-3 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\tau = \frac{4 * F}{\pi * d^2} \quad (179-3)$$

Donde:

- τ = esfuerzo cortante [MPa]
- F = fuerza que soporta el perno [N]
- d = diámetro del perno [mm]

La resistencia a la fluencia al corte se la calcula mediante la ecuación 180-3.

$$Ss_y = 0,577 * S_y \quad (180-3)$$

Para calcular el factor de seguridad se la realiza mediante la teoría de la energía de la distorsión, a través de la siguiente ecuación:

$$n = \frac{Ss_y}{\tau} \quad (181-3)$$

3.12. Cálculos de elementos constitutivos de la máquina

3.12.1. Cálculo del sistema de llenado

Conocido el valor del volumen de 25000 [cm³] y la altura de 31 [cm], se realiza iteraciones a través de la ecuación 1-3, teniendo en cuenta la ecuación 2-3 para tolvas con ranuras simétricas.

$$V_{\text{olumen}} = \left(\frac{B + b}{2} \right) * h * a$$

$$a > 3 * b$$

Tabla 32-3: Análisis de ancho del sistema de llenado.

<i>h</i> (cm)	<i>a</i> (cm)	<i>b</i> (cm)	<i>V</i> (cm ³)	<i>B</i> (cm)
31	34	11	25000	36,44 ≈ 36
31	38	12	25000	30,44 ≈ 30
31	41	13	25000	26,33 ≈ 26
31	44	14	25000	22,65 ≈ 23
31	47	15	25000	19,31 ≈ 19
31	49	16	25000	16,41 ≈ 17

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Criterio óptimo:

De acuerdo a la tabla 32-3, se elige como **b = 12 [cm]** el ancho para tener un espacio adecuado de las boquillas, de igual manera tenemos un ancho **B = 30 [cm]** prudente para depositar la materia prima lo que da una uniformidad geométrica de la tolva.

3.12.2. Cálculo del sistema de dosificado para merengue

Tomando en consideración:

- Producción: $24 \left[\frac{\text{Merengue}}{\text{min}} \right]$ aproximado.
- Peso del merengue = $50 + 74 \text{ [gr]}$.

Y estableciendo la densidad del merengue como $1,55 \text{ [gr/cm}^3\text{]}$, se procede a calcular el gasto volumétrico que requiere la máquina (Garrido & Guemes).

$$\rho_{\text{merengue}} = 1,55 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right] * \left[\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ gr}} \right] * \left[\frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \right]^3 = \frac{1550 \text{ kg}}{\text{m}^3}$$

Empleando la ecuación 3-3 obtenemos:

$$Q_{\text{gasto volumetrico}} = \frac{24 \left[\frac{\text{merengue}}{\text{min}} \right] * [62] [\text{gr}]}{1,55 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right]}$$

$$Q_{\text{gasto volumetrico}} = 959,01 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right] * \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] * \left[\frac{1 \text{ in}}{2,54 \text{ cm}} \right]^3$$

$$Q_{\text{gasto volumetrico}} = 0,975373 \left[\frac{\text{in}^3}{\text{s}} \right]$$

Una vez obtenido el gasto volumétrico se procede a calcular el volumen total de líquido desplazado que produce nuestro sistema de dosificado a través de la ecuación de la densidad:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (182-3)$$

Tomando en cuenta el número de merengues por revolución se tiene que:

$$V_{\text{tolva liquido desplazado}} = \frac{m}{\rho} \left[\frac{\# \text{ de merengues}}{\text{revolucion}} \right]$$

$$V_{tolva \text{ liquido desplazado}} = \frac{62 \text{ [gr]}}{1,55 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right]} * \left[\frac{4 \text{ merengues}}{\text{rev}} \right]$$

$$V_{tolva \text{ liquido desplazado}} = 159,8285 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right]$$

Una vez obtenido el volumen total del líquido desplazado y el gasto volumétrico se procede a calcular el número de revoluciones que debe cumplir el sistema mediante la ecuación 4-3.

$$Q = 2 * V * N$$

$$N = \frac{Q}{2 * V}$$

$$N = \frac{959,01 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right]}{2 * 159,8285 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right]}$$

$$N = 3 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

$$N = 3[\text{rpm}]$$

Como se calculó en el largo de la tolva de **38 cm**, entonces tomamos como ancho del engrane (**W**) de **37 cm** para dejar a un centímetro de eje para que los engranes de dosificado queden alineados.

Establecidos los parámetros anteriores se procede a realizar un análisis iterativo para las dimensiones de los engranajes mediante la ecuación 5-3.

$$V = \frac{\pi D^2 W}{4} \left[1 - \left(\frac{D_o}{D} \right)^2 \right]$$

Conociendo $W = 37 \text{ [mm]}$, y $V = 159,8285 \text{ [cm}^3\text{]}$, obtenemos un proceso iterativo entre el diámetro exterior (**D**) y el diámetro primitivo (**Do**) del engrane recto, que a través del cual obtenemos el módulo del mismo que será de importancia para su posterior construcción:

$$\frac{159,8285\text{cm}^3(4)}{\pi(37\text{cm})} = D^2 \left[1 - \left(\frac{D_o}{D} \right)^2 \right]$$

$$5,5 \text{ cm}^2 = D^2 - \frac{D^2 \cdot D_o^2}{D^2}$$

$$5,5 \text{ cm}^2 = D^2 - D_o^2$$

$$D_o = \sqrt{D^2 - 5,5 \text{ cm}^2}$$

$$D_o = \sqrt{D^2 - 550 \text{ mm}^2}$$

Tabla 33-3: Análisis de diámetros del engrane.

D_o (mm)	D (mm)	$m = \left(\frac{D - D_o}{2} \right)$
18,69	30	5,65
25,97	35	4,51
32,39	40	3,80
38,39	45	3,30
44,15	50	2,92
49,74	55	2,62
55,22	60	2,39
52,5	57,5	2,5
39,56	46	3,21
40,72	47	3,13
41,87	48	3,06
43,01	49	2,99

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

A través de las iteraciones realizadas en la tabla 33-3, se toma en cuenta datos cerrados y se verifica que su módulo sea de fácil mecanizado en la fresa, se puede llegar a la conclusión que las medidas del engrane para el sistema de dosificado es:

- $D = 57,5 \text{ mm}$
- $D_o = 52,5 \text{ mm}$
- $m = 2,5$

Tomando en consideración los datos anteriores y aplicando las ecuaciones 12-3 a la 22-3 se tiene:

$$D_i = 46,25 \text{ [mm]}$$

$$D_e = 57,5 \text{ [mm]}$$

$$D_p = 52,5 \text{ [mm]}$$

$$Z = 21$$

$$m = 2,5$$

$$P_c = 7,85 \text{ [mm]}$$

3.12.2.1. Cálculo de potencia

A través de la fórmula 9-3 la potencia del sistema de dosificado es:

$$p = p' + QP^x$$

En primera instancia se calcula la potencia desperdiciada en forma de calor a través de la ecuación 11-3.

$$p' = KN^A \mu^B D_o^c$$

Donde:

- K, A, B Y C = se los establece en la tabla 15-3.
- N = 3 [rpm]
- $D_o = 52,5 \text{ [mm]} = 2,067 \text{ [in]}$

En lo que conlleva a la viscosidad se la establece mediante el experimento STOKES tomando en consideración que la mezcla del merengue es clara de huevo con azúcar, las mismas que deben estar a temperatura ambiente $T = 20 \text{ a } 21 \text{ [}^\circ\text{C]}$ (ANEXO G).

La viscosidad obtenida del merengue se obtiene:

$$\mu_{promedio} = 1500 \text{ [CPS]} * \frac{0,001 Pa \cdot s}{1 \text{ CPS}}$$

$$\mu_{merengue} = 1,5 \text{ Pa} \cdot \text{s} * \frac{1 \text{ Psi}}{6894,76 \text{ Pa}}$$

$$\mu_{merengue} = 2,18 \times 10^{-4} \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot \text{s}$$

Obtenida la viscosidad se procede a realizar el cálculo de la potencia desperdiciada en forma de calor:

$$P' = (38,6 \times 10^{-4}) * \left(3 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right)^{1,2} * \left(2,18 \times 10^{-4} \frac{\text{lbf} \cdot \text{s}}{\text{in}^2}\right)^{0,62} * (2,067 \text{ in})^{2,67}$$

$$P' = 1,2825 \times 10^{-5} [\text{HP}]$$

La presión de descarga de la bomba se la obtiene a través de la fórmula de presión en un fluido estático:

$$p = \rho * g * h \quad (183-3)$$

Donde:

- ρ = densidad del merengue = $1551,6 [\text{kg}/\text{m}^3]$
- g = gravedad = $9,81 [\text{m}/\text{s}^2]$
- h = altura de la boquilla = $0,04 [\text{m}]$

$$p^x = \rho_{merengue} * g * h_{boquilla}$$

$$p^x = \left(1551,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * (0,04\text{m})$$

$$p^x = 608,8478 \left[\frac{\text{kg}}{\text{ms}^2}\right]$$

$$p^x = 0,08830 [\text{Psi}]$$

Con los datos obtenidos se procede a calcular la potencia total del sistema.

$$p = p' + QP^x$$

Donde:

- $p' = 1,2825 \times 10^{-5}$ [HP]
- $P^x = 0,08830$ [Psi]

$$P = 1,2825 \times 10^{-5} [HP] + \left(0,9753 \frac{in^3}{s}\right) * (0,08830 Psi)$$

$$P = 0,08665[HP]$$

$$P \approx 0,09 [HP]$$

La eficiencia de los engranes se los calcula a través de la ecuación 10-3.

$$\varepsilon = \frac{Q P^x}{p' + Q P^x}$$

$$\varepsilon = \frac{0,086 [HP]}{0,09 [HP]}$$

$$\varepsilon = 99,83 \%$$

Como resultado se obtiene el 100%, esto es debido a que las pérdidas son despreciables.

3.12.2.2. Cálculo del sistema de dosificado para masa de pan

Debido a que nuestra máquina podrá realizar varios trabajos con distinta masa, se realiza el cálculo de la potencia para inyectar pan debido a que su masa es mucho más dura de dosificar que la de un merengue, por lo tanto, tenemos los siguientes datos:

Se establece datos a temperatura ambiente.

- $\rho_{pan} = 5,89[gr/cm^3] = 5890[kg/cm^3]$
- $\mu_{pan} = 4500 CPS$
- $m_{pan} = 100 [gr]$

Con los datos obtenidos en el dosificado para merengues:

- $D_o = 52,5 [mm] = 2,067 [in]$
- $Z = 21$
- $m = 2,5$
- $V = 159,8285 [cm^3/rev]$
- $P_{req} = 24 [panes/min]$

Calculamos el número de panes por revolución:

$$\frac{\# Panes}{rev} = \frac{V * \rho_{pan}}{m_{pan}}$$

$$\frac{\# Panes}{rev} = \frac{159,8285 \left[\frac{cm^3}{rev} \right] * 5,89 \left[\frac{gr}{cm^3} \right]}{100 [gr]}$$

$$\frac{\# Panes}{rev} = 9,4 \approx 9$$

Calculamos el gasto volumétrico para cumplir con lo requerido.

$$Q_{gasto\ volumetrico} = \frac{P_{req} * [m_{pan}]}{\rho_{pan}}$$

$$Q_{gasto\ volumetrico} = \frac{24 \left[\frac{panes}{min} \right] * 100 [gr]}{5,89 \left[\frac{gr}{cm^3} \right]}$$

$$Q_{gasto\ volumetrico} = 407,47 \left[\frac{cm^3}{min} \right] * \left[\frac{1min}{60s} \right] * \left(\frac{1 in}{2,54 cm} \right)^3$$

$$Q_{gasto\ volumetrico} = 0,4144 [in^3/s]$$

Una vez hallado el gasto volumétrico se calcula el número de revoluciones:

$$Q = 2 * V * N$$

$$N = \frac{Q}{2 * V}$$

$$N = \frac{407,47 \left[\frac{cm^3}{min} \right]}{2 * \left[159,8285 \frac{cm^3}{rev} \right]}$$

$$N = 1,27 \left[\frac{rev}{min} \right]$$

$$N = 1,27 [rpm]$$

Se observa que las revoluciones son menores respecto a las revoluciones de los merengues, esto es correcto debido a que la masa del pan es mucho más dura que la de los merengues.

3.12.2.3. Cálculo de la potencia

La potencia desperdiciada en forma de calor:

$$p' = KN^A \mu^B D_o^c$$

$$P' = (38,6x10^{-4}) * (1,27)^{1,2} * (6,53x10^{-4})^{0,62} * (2,067)^{2,67}$$

$$P' = 3,7875x10^{-4} [HP]$$

Se realiza el cálculo de la potencia total de la bomba.

$$p = p' + QP^x$$

$$p = 3,7875x10^{-4} [HP] + 407,47 \left[\frac{cm^3}{min} \right] * \left(5890 \frac{kg}{m^3} \right) * \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right) * (0,04m)$$

$$p = 0,14 HP$$

La eficiencia de los engranes:

$$\varepsilon = \frac{Q P^x}{p' + Q P^x}$$

$$\varepsilon = \frac{0,14 [HP]}{7,91 \times 10^{-4} + 0,14 HP}$$

$$\varepsilon = 99,44 \%$$

Como resultado se obtiene el 100 % de igual manera que los merengues, esto es debido a que las pérdidas son despreciables.

3.12.3. *Cálculo del sistema de avance*

3.12.3.1. *Cálculo de la capacidad de transporte*

En base a las mediciones del molde a transportar de la figura 13-3, se procede a realizar el cálculo de la banda transportadora, el mismo que se toma como referencia el ancho de banda de 41 cm, y calculamos el ancho del material ocupado sobre la banda transportadora de acuerdo a la ecuación 23-3.

$$b = 0,9(41 \text{ cm}) - 0,5$$

$$b = 36,4 \approx 37$$

Una vez hallado el ancho del material se procede al cálculo del área de contacto mediante la ecuación 25-3.

$$A_{\text{contacto}} = (50 [cm])(37 [cm])$$

$$= 1850 [cm^2]$$

Ahora procedemos a calcular la velocidad de la banda transportadora mediante la ecuación 184-3, tomando en cuenta que la misma no debe ser muy rápida ni muy lenta para evitar deformaciones del producto final, todo ello asumiendo valores como la distancia a recorrer de 8 cm en 1 segundo.

$$V = \frac{e}{t} \quad (184-3)$$

Donde:

- V = velocidad lineal de la banda transportadora [m/s]
- e = distancia recorrida [m]
- t = tiempo empleado [s]

Empleamos la ecuación 184-3 se tiene:

$$V = 0,08 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Para determinar la capacidad volumétrica de la banda se emplea la ecuación 26-3, tomando en consideración que se trata de una banda horizontal [$K=1$].

$$Q = 3600 \left(1850 \text{ cm}^2 \times \left(\frac{1m}{100cm} \right)^2 \right) \left(0,08 \frac{m}{s} \right) \times 1$$

$$Q = 53,28 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

El peso específico del material a transportar se expresa aproximadamente en un valor promedio para el merengue entre azúcar y harina y obtenemos un valor de $500 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ (Rodríguez).

Para determinar la capacidad de transporte de la banda se emplea la ecuación 28-3.

$$Q_1 = 500 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 53,28 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$Q_1 = 26,64 \left[\frac{ton}{h} \right]$$

3.12.3.2. *Cálculo de las fuerzas de banda*

El coeficiente de fricción se toma como valor estándar en ambiente normal de trabajo para bandas transportadoras de 0,02 de acuerdo a la tabla 16-3.

3.12.3.3. Cálculo del coeficiente de fricción

Para el cálculo del coeficiente C se emplea la ecuación 29-3, asumiendo una distancia entre centros de rodillos de 116 [cm].

$$C = 15,9(116)^{-0,61} + 0,77$$

$$C = 15,2937$$

3.12.3.4. Cálculo del peso total de las partes móviles de la banda

De acuerdo a las tablas 17-3, 18-3, 19,3, se obtiene los valores correspondientes mediante iteraciones, para el cálculo del peso total de las partes móviles de la banda, en función del ancho de banda (410 mm) y el peso específico del material (500 kg/m³), cuyos resultados se establecen en las tablas 34-4, 35-3 y 36-3.

Tabla 34-3: Análisis del espaciamiento de rodillos (S1, S2).

B [mm]	S1 [m]	S2 [m]
410	1,7533	3
450	1.7	3
600	1.5	3

Fuente: (Alvarado, 2016).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 35-3: Análisis del peso de rodillos (G_{ro} , G_{ru}).

B [mm]	G_{ro} [kg]	G_{ru} [kg]
400	3	3
410	3.05	3.05
500	3.5	3.5

Fuente: (Pirelli, 1998)

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 36-3: Análisis del peso de la banda transportadora (G_b).

B [mm]	G_b [kg/m]
400	3
410	3.3
450	4.5

Fuente: (Alvarado, 2016).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para el cálculo de las partes móviles de la banda se emplea la ecuación 30-3.

$$G = 2 * 3,3 \left[\frac{kg}{m} \right] + \frac{3,05 [kg]}{1,7533 [m]} + \frac{3,05 [kg]}{3 [m]}$$

$$G = 9,3562 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

3.12.3.5. *Cálculo de la fuerza para mover la banda en vacío*

Con la ecuación 31-3 se obtiene la fuerza para mover la banda en vacío.

$$F_1 = (15,2937)(0,02)(1,16 [m]) \left(9,3562 \left[\frac{kg}{m} \right] \right) \left(9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$$

$$F_1 = 32,57 [N]$$

3.12.3.6. *Cálculo de la fuerza para mover la banda con carga*

Con la ecuación 32-3 se obtiene la fuerza para mover la banda con carga.

$$F_2 = \frac{(15,2937)(0,02)(1,16 [m]) \left(26,64 \left[\frac{ton}{h} \right] \right)}{(3,6) * 0,08 \left[\frac{m}{s} \right]} * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_2 = 89,4353 [N]$$

3.12.3.7. *Cálculo de la fuerza para elevar o bajar material*

Con la ecuación 33-3 se obtiene la fuerza para elevar o bajar el material, tomando en cuenta que el material solo se desplaza horizontalmente.

$$F_3 = 0 [N]$$

3.12.3.8. Cálculo de la potencia teórica de la banda

Se establece el cálculo de la potencia teórica de la banda mediante la ecuación 34-3, tomando en cuenta que no requiere faldones la banda para transportar el material.

$$P = \frac{[32,57 [N] + 89,4353 [N] + 0 [N]] * 0,08 [m/s]}{1000} * 0 [Kw]$$

$$P = 9,7604 \times 10^{-3} [Kw]$$

3.12.3.9. Cálculo de la potencia del motor de la banda

Se toma 85 % la eficiencia del motor con una eficiencia de transmisión de 70% a través de la ecuación 35-3 para hallar la potencia necesaria del motor a emplear.

$$P_m = \frac{9,7604 \times 10^{-3} [Kw]}{0,7 * 0,85}$$

$$P_m = 0,0164 [Kw]$$

$$P_m = 0,022 [Hp]$$

3.12.3.10. Cálculo de la tensión efectiva de la banda

Para el cálculo de las tensiones se verifica la figura 15-3, y se realiza en primera instancia el cálculo de la tensión efectiva mediante la ecuación 37-3.

$$T_e = \frac{1000 \times 9,7604 \times 10^{-3} [Kw]}{0,08 \left[\frac{m}{s} \right]}$$

$$T_e = 122,005 [N]$$

3.12.3.11. Cálculo de la tensión en el lado tenso de la banda

Mediante la tabla 21-3, se escoge el coeficiente de fricción entre banda y tambor de 4 con características del tambor de seco y revestido. De igual manera de la tabla 22-3 se elige el ángulo de contacto que tendrá el cabezal motriz con la banda de 120 [°].

A través de los datos elegidos se calcula el coeficiente de accionamiento mediante la ecuación 39-3.

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{4 \times 120 \frac{\pi}{180}} - 1} \right]$$

$$m = 1,7627$$

Para calcular la tensión en el lado tenso se ocupa la ecuación 38-3.

$$T_1 = (122,005[N]) * (1,7627)$$

$$T_1 = 215,055 [N]$$

3.12.3.12. Cálculo de la tensión en el lado flojo de la banda

Para el tensor se debe aplicar contrapeso para una longitud de la banda superior a 50 metros, en este caso la banda no es tan extensa por ende se colocará una placa para ubicar el rodillo tensor.

Se calcula la tensión en el lado flojo mediante la ecuación 36-3.

$$T_2 = 215,055 [N] - 122,005 [N]$$

$$T_2 = 93,05 [N]$$

3.12.3.13. Cálculo de la tensión mínima de la banda

La tensión mínima se lo calcula mediante la ecuación 40-3, tomando el valor promedio de la flecha permisible de 0,0125 [m].

$$T_o = \frac{1,16[m] * \left(3,3 \left[\frac{kg}{m} \right] + \frac{26,64 \left[\frac{ton}{h} \right]}{3,6 * \left(0,08 \left[\frac{m}{s} \right] \right)} \right)}{8 * (0,0125 [m])} * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$T_o = 3299,45 [N]$$

Tensión de la banda < Tensión mínima

$$215,055 [N] < 3299,45 [N]$$

No existe pandeo de la banda

3.12.3.14. Cálculo de la tensión unitaria de trabajo

La tensión unitaria de trabajo se lo calcula mediante la ecuación 42-3.

$$T_u = \frac{215,055 [N]}{1000 * 0,41 [m]}$$

$$T_u = 0,5245 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

3.12.3.15. Cálculo de la fuerza en la periferia del tambor motriz

Para el cálculo de la fuerza para vencer la resistencia por un descargador se emplea la ecuación 43-3, la misma que el valor para esta ecuación debe iterarse de acuerdo a la tabla 23-3, cuyos resultados se muestran en la tabla 37-3.

Tabla 37-3: Análisis de constantes (*x* e *y*) del tambor motriz de la banda transportadora.

Ancho Cinta [mm]	X	Y
400	0,3	29,2
410	0,3037	30,55
500	0,337	42,7

Fuente: (Pirelli, 1998).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$F_4 = 0,3 * \frac{7,4 \left[\frac{kg}{s} \right]}{0,08 \left[\frac{m}{s} \right]}$$

$$F_4 = 27,75 [N]$$

Para el cálculo de la fuerza para mover un descargador móvil se emplea la ecuación 45-3, la misma que el valor para esta ecuación debe iterarse de acuerdo a la tabla 23-3.

$$F_5 = 30,55 [N]$$

Mediante la ecuación 43-3 se halla la fuerza en la periferia del tambor motriz.

$$P = 32,57 [N] + 89,4353 [N] + 27,75 [N] + 30,55 [N]$$

$$P = 180,3053 [N] * \frac{1 [kg]}{9,80665 [N]}$$

$$P = 18,38 [kg]$$

3.12.3.16. Cálculo del diámetro del eje motriz

Se lo calcula mediante la ecuación 46-3.

$$D_{tambor} = \frac{360 * 18,38 [kg]}{(1600 [kg/m^2]) * \pi * (120^\circ) * (0,41 [m])}$$

$$D_{tambor} = 0,02675 [m]$$

$$D_{tambor} = 2,67 [cm] = 26,75 [mm]$$

Se pueden seleccionar diámetros normalizados de la tabla 24-3 respecto al calculado como lo establece la norma DIN – 22101, pero en este caso se va a fabricar un eje acoplado a un piñón, lo que será necesario mecanizarlo y por seguridad se va a establecer un diámetro de tambor de 42 [cm].

Para el rodillo tensor, desviable y superior se lo calcula mediante la ecuación 47-3 y 48-3.

$$D_{rs} = D_{rt} = 0,8 * 42 [cm]$$

$$D_{rs} = D_{rt} = 33,6 [cm]$$

$$D_{rd} = 0,65 * 42 [cm]$$

$$D_{rd} = 27,3 [cm]$$

3.12.3.17. Cálculo de la resistencia nominal de la banda

Se la calcula mediante la ecuación 50-3, tomando en cuenta un coeficiente de seguridad de bandas textiles de 10.

$$R = \frac{215,055 [N] * 10}{410 [mm]}$$

$$R = 5,24 \left[\frac{N}{mm} \right] * \frac{10 [mm]}{1 [cm]} * \frac{1 [kg]}{9,81 [N]}$$

$$R = 5,34 \left[\frac{kg}{cm} \right]$$

3.12.3.18. Cálculo del número de capas de la banda

En este caso se va a elegir una banda textil considerando un factor de seguridad de la capa de 11 y se la calcula mediante la ecuación 49-3.

$$Z = \frac{11 * 215,055 [N] * \frac{1 [kg]}{9,81 [N]}}{100 * 0,41 [m] * \left(5,34 \left[\frac{kg}{cm} \right] \right)}$$

$$Z = 1,10 [capas]$$

Por seguridad se elige:

$$Z = 2 [capas]$$

3.12.3.19. Cálculo de la velocidad angular de la banda

En base a la ecuación 51-3 se calcula la velocidad angular requerida en la banda transportadora.

$$\omega = 0,08 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{1 [rev]}{2 * \pi [rad] * 0,042 [m]} * \frac{60 [s]}{1 [min]}$$

$$\omega = 18,18 [RPM]$$

3.12.3.20. *Cálculo del par motor*

Una vez hallado la potencia requerida del motor y la velocidad angular de la banda se procede a calcular el par motor necesario mediante la ecuación 52-3.

$$T = \frac{16,4 [W]}{18,18 [rpm] * \frac{2 * \pi [rad]}{1 [rev]} * \frac{1 [min]}{60 [seg]}}$$

$$T = 8,614 [Nm]$$

3.12.4. *Diseño de ejes*

3.12.4.1. *Eje motriz del sistema de avance de la banda transportadora*

- **Peso total a transportar**

El eje motriz consta de la corona de la cadena ubicado en el punto C mostrado en la figura 54-3, y la banda ubicado en dos tramos D – E y F – G, además este eje se asienta en los rodamientos en los puntos A y B.

Se considera dos tramos de la banda transportadora de 50 mm cada una debido a que no va a transportar material largas distancias ni pesado, además el mismo conducirá bandejas en donde los tramos establecidos son suficientes para el transporte.

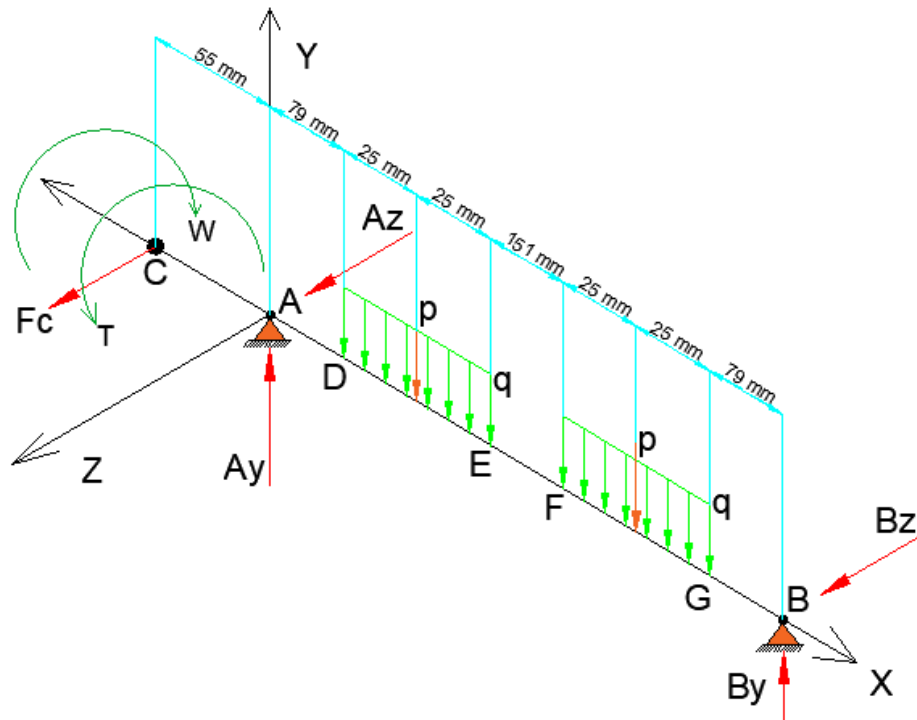


Figura 61-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La figura 54-3 muestra las cargas que actúan en el eje, de modo que se obtiene una fuerza de manera horizontal de la corona transmitida al eje (figura 138-3), las fuerzas distribuidas en las dos franjas establecidas es el peso de la bandeja de acero inoxidable la cual abarcará a los suspiros dosificados, y el peso de la banda obtenida del catálogo.

La carga distribuida se calcula a través de la siguiente expresión:

Peso máximo a transportar merengues por bandeja.

$$q = W_{total} = W_{paquetes} + W_{banda} \quad (185-3)$$

Donde:

- W_{total} = peso total a transportar [kg/m]
- $W_{paquetes}$ = peso de la bandeja y los suspiros a transportar [kg/m]
- W_{banda} = peso de la banda transportadora [kg/m]

Peso de la bandeja

Para el peso de la bandeja se la consigue mediante el catálogo como se observa en la figura 55-3 (Horno-Eléctrico).



Figura 62-3: Bandeja de acero inoxidable.

Fuente: (Horno-Eléctrico).

$$W_{bandeja} = 3,24 \text{ [pounds]} * \frac{0,4536 \text{ [kg]}}{1 \text{ [pounds]}}$$

$$W_{bandeja} = 1,47 \text{ [kg]}$$

Peso de los suspiros

El peso de los suspiros se lo estableció en el apartado del sistema de dosificación a través de la cantidad de suspiros y el peso de los mismos:

$$W_{suspiros} = 12 \text{ [suspiros]} * 62 \text{ [gr]}$$

$$W_{suspiros} = 0,744 \text{ [kg]}$$

Peso de los paquetes

El peso de los paquetes es la suma del peso de la bandeja y los suspiros tomando en consideración el peso por cada metro.

$$W_{paquetes} = W_{bandeja} + W_{suspiros}$$

$$W_{paquetes} = 1,47 \text{ [kg/m]} + 0,744 \text{ [kg/m]}$$

$$W_{paquetes} = 2,214 \text{ [kg/m]}$$

Peso de la banda

El peso de la banda transportadora se lo calcula con la ecuación 186-3 (García H. , 2010).

$$W_{banda} = B * (1,15 + e + P_L + Z) \quad (186-3)$$

Donde:

- B = ancho de banda [m]
- W_{banda} = peso de la banda transportadora [kg/m]
- e = espesor total de los recubrimientos [mm]
- Z = número de capas textiles
- P_L = peso por m^2 de cada capa textil [kg/m^2]

$$W_{banda} = 0,35 [m] * \left(1,15 + 2,6 [mm] + 2,5 \left[\frac{kg}{m^2} \right] * \left(\frac{1 [m]}{1000 [mm]} \right)^2 + 2 \right)$$

$$W_{banda} = 2,0125 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Peso total

Calculamos el peso total mediante la ecuación 185-3.

$$W_{total} = 2,214 \left[\frac{kg}{m} \right] + 2,0125 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

$$q = W_{total} = 4,2265 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

- **Cálculo de reacciones en el plano X – Y**

A continuación, se establece el diagrama de cuerpo libre respecto al eje x–y de la figura 56-3, a través del cual se calculará las reacciones:

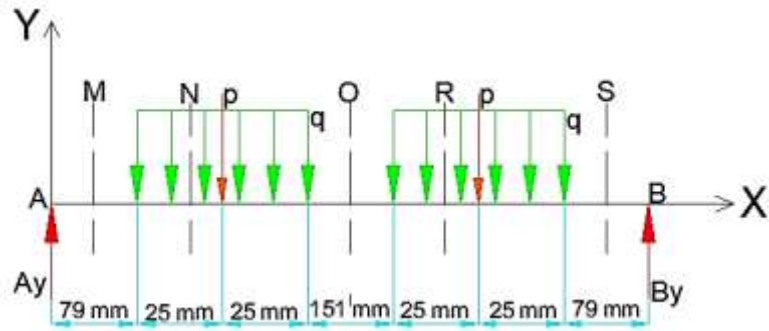


Figura 63-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Considerando positivo s. r. c.}$$

$$(0,2113)[kg] * (104)[mm] + (0,2113)[kg] * (305)[mm] - B_Y * (409)[mm] = 0$$

$$B_Y = 0,21 [kg]$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y - 2 * (0,211325)[kg] + (0,211325)[kg] = 0$$

$$A_Y = 0,21 [kg]$$

- **Cálculo de reacciones en el plano X – Z**

A continuación, se establece el diagrama de cuerpo libre respecto al eje x – z de la figura 57-3, a través del cual se calculará las reacciones:

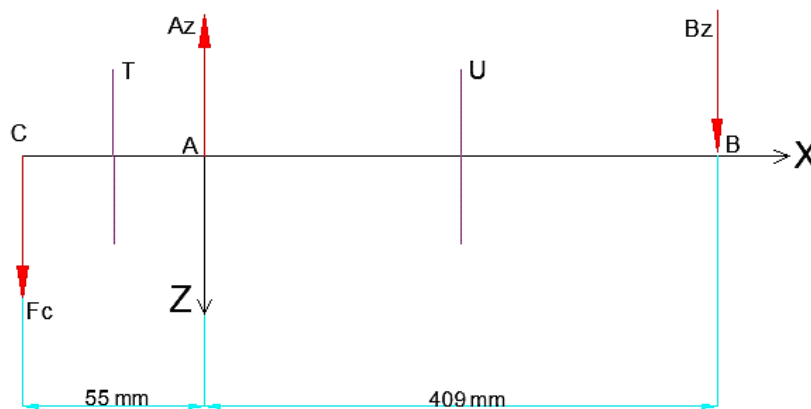


Figura 64-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Z.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum M_A = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$B_Z * (409)[mm] - F_c * (55)[mm] = 0$$

$$B_Z = \frac{682,52 [N] * \frac{1 [kg]}{9,81 [N]} * 55 [mm]}{409 [mm]}$$

$$B_Z = 9,36 [kg]$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$682,52 [N] * \frac{1 [kg]}{9,81 [N]} - A_Z + 9,36 [kg] = 0$$

$$A_Z = 78,93 [kg]$$

- **Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano X – Y**

Se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector utilizando el método analítico de secciones, a través del cual se parte de la figura 56-3.

Sección M.

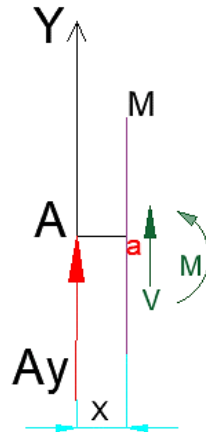


Figura 65-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección M.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y + V = 0$$

$$V = -A_Y$$

$$\sum M_A = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$A_Y * x - M_f = 0$$

$$M_f = A_Y * x$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 38-3.

Tabla 38-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección M.

X [cm]	M_f [kg. cm]	V [kg]
0	0	V
7,9	1,67	V

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección N.

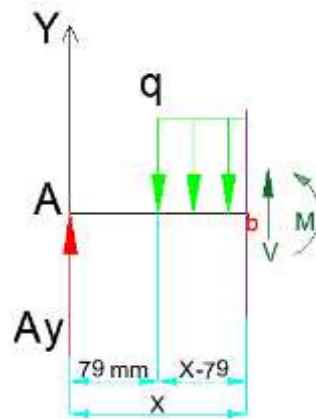


Figura 66-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección N.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y + V - q * (x - 7,9) = 0$$

$$V = q * (x - 7,9) - A_Y$$

$$\sum M_B = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$A_Y * (x) - M_f - q * (x - 7,9) * \frac{(x - 7,9)}{2} = 0$$

$$A_Y * (x) - \frac{q}{2} (x - 7,9)^2 = M_f$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 39-3.

Tabla 39-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección N.

X [cm]	M_f [kg. cm]	V [kg]
7,9	1,67	$-A_Y$
12,9	2,18	0

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección O.

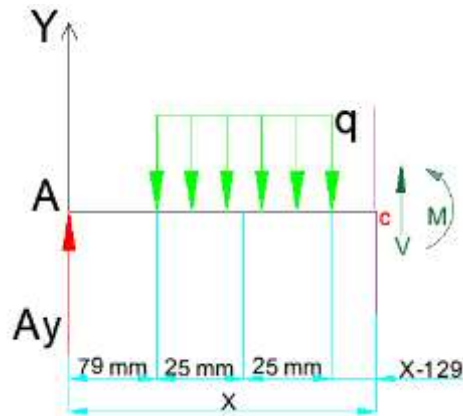


Figura 67-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección O.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y + V - q * 5 [cm] = 0$$

$$V = q * 5 [cm] - A_Y$$

$$\sum M_C = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$A_Y * (x) - M_f - q * 5 [cm] * (x - 10,4 [cm]) = 0$$

$$M_f = A_Y * (x) - q * 5 [cm] * (x - 10,4 [cm])$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 40-3.

Tabla 40-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección O.

$X [cm]$	$M_f [kg \cdot cm]$	$V [kg]$
12,9	2,2	0
28	2,2	0

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección R.

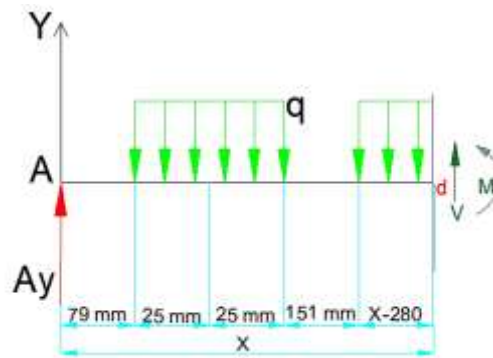


Figura 68-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección R.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y - q * 5 [cm] + V - q * (x - 28 [cm]) = 0$$

$$V = q * 5 [cm] - A_Y + q * (x - 28 [cm])$$

$$\sum M_D = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$A_Y * (x) - q * 5 [cm] * (x - 10,4 [cm]) - q * (x - 28 [cm]) * \frac{(x - 28)}{2} - M_f = 0$$

$$M_f = A_Y * (x) - q * 5 [cm] * (x - 10,4 [cm]) - q * \frac{(x - 28 [cm])^2}{2}$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 41-3.

Tabla 41-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección R.

X [cm]	M_f [kg. cm]	V [kg]
28	2,2	0
33	1,67	0,2113

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección S.

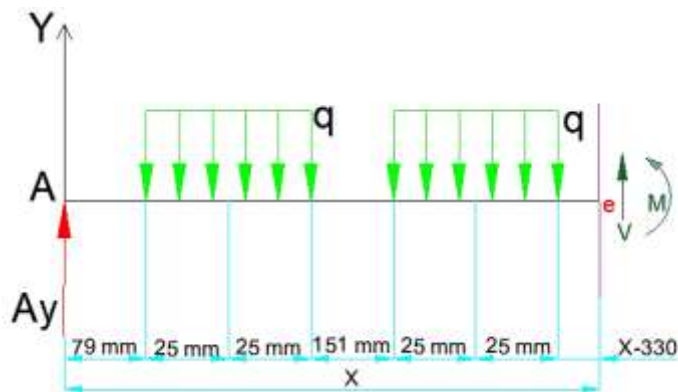


Figura 69-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección S.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y - q * 5 [cm] - q * 5 [cm] + V = 0$$

$$V = q * 5 [cm] + q * 5 [cm] - A_Y$$

$$\sum M_E = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$M_f = A_Y * (x) - q * 5 [cm] * (x - 10,4 [cm]) - q * 5 [cm] * (x - 30,5 [cm])$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 42-3.

Tabla 42-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección S.

$X [cm]$	$M_f [kg \cdot cm]$	$V [kg]$
33	1,67	0,2113
40,9	0	0,2113

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En las figuras 63-3 y 64-3 se indican los diagramas de fuerza cortante y momento flector del plano x-y del eje motriz.

Fuerza cortante

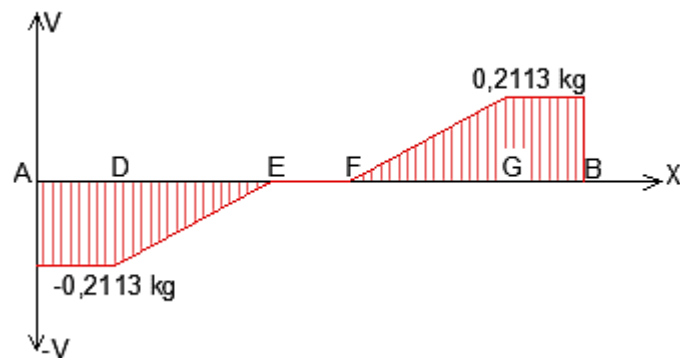


Figura 70-3: Diagrama de fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Momento flector

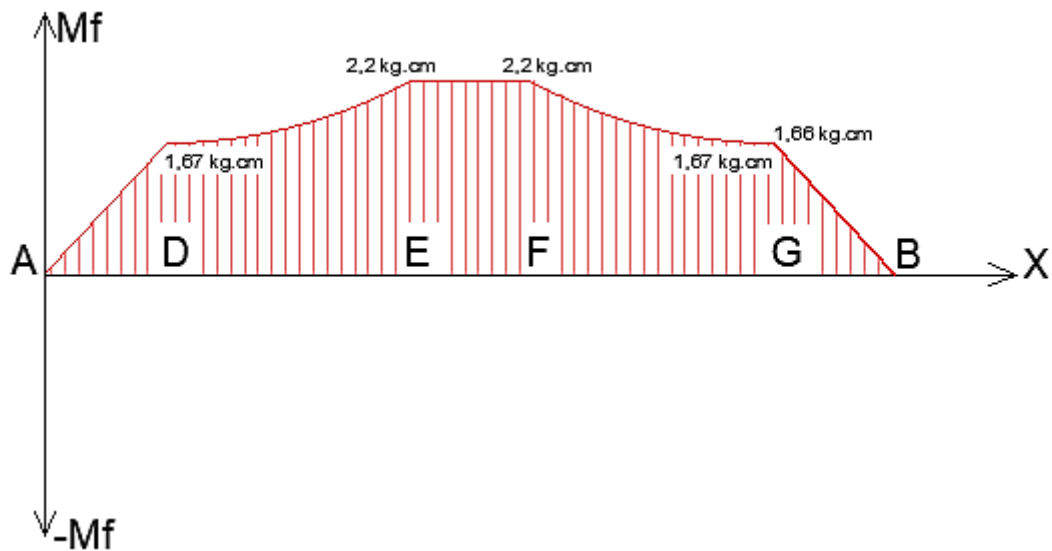


Figura 71-3: Diagrama de momentos flectores del eje motriz en el plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

De la figura 64-3 se determinó que el momento máximo en el plano x-y es en los extremos de la banda tanto de primer lado (punto E) como del otro lado (punto F) y tiene el valor siguiente:

$$M_{\max xy} = 2,2 \text{ [kg. cm]} = 215,82 \text{ [N. mm]}$$

- **Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano X – Z**

Se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector utilizando el método analítico de secciones, a través del cual se parte de la figura 57-3.

Sección T.

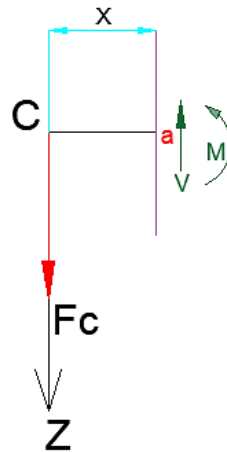


Figura 72-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección T.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Z = 0$$

$$-V + F_c = 0$$

$$V = F_c$$

$$\sum M_A = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$-M_f - F_c \cdot x = 0$$

$$M_f = -F_c \cdot x$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 43-3.

Tabla 43-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección T.

X [cm]	M_f [kg. cm]	V [kg]
0	0	69,57
5,5	-382,635	69,57

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección U.

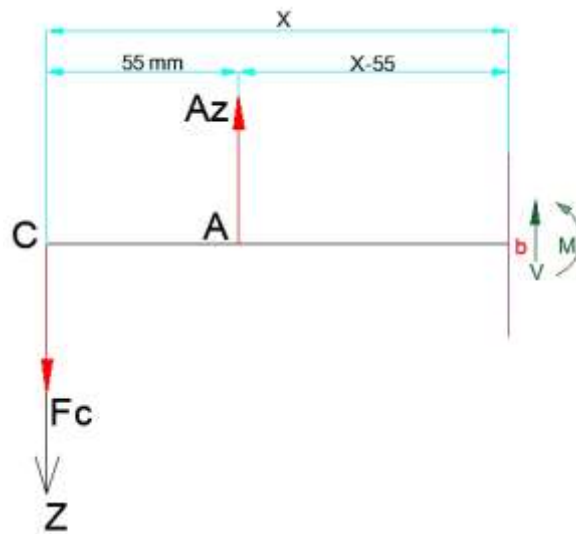


Figura 73-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la sección U.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Z = 0$$

$$F_c - A_Z - V = 0$$

$$V = -A_Z + F_c$$

$$\sum M_B = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$-F_c * (x) + A_Z * (x - 5,5 [cm]) - M_f = 0$$

$$M_f = -F_c (x) + A_Z * (x - 5,5[cm])$$

Reemplazando valores en las ecuaciones anteriores se tiene los siguientes resultados expuestos en la tabla 44-3.

Tabla 44-3: Fuerza cortante y momento flector del eje motriz de la banda transportadora de la sección U.

$X [cm]$	$M_f [kg \cdot cm]$	$V [kg]$
5,5	-382,635	-9,36
46,4	0	-9,36

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En las figuras 67-3 y 68-3 se indican los diagramas de fuerza cortante y momento flector del plano x-z del eje motriz.

Fuerza cortante

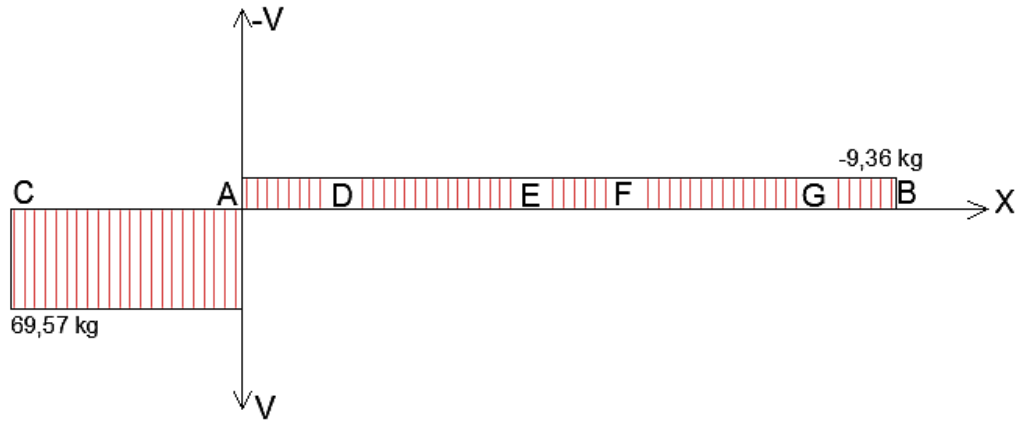


Figura 74-3: Diagrama de fuerza cortante en el plano X-Z.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Momento flector

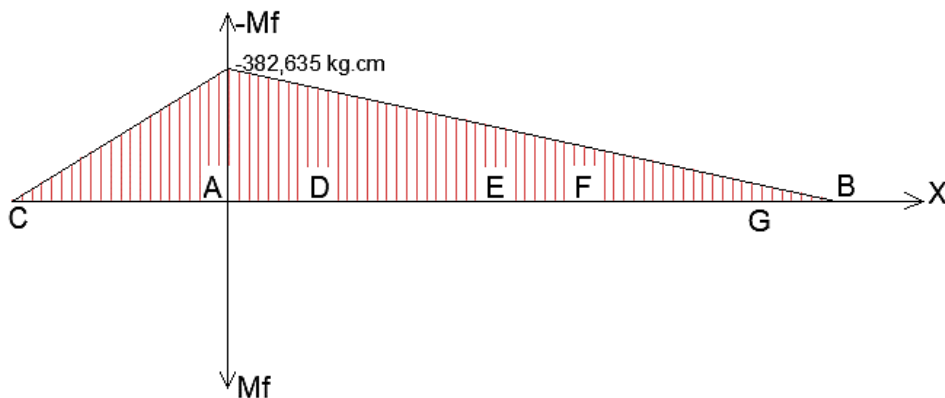


Figura 75-3: Diagrama de momentos flectores en el plano X-Z.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

De la figura 68-3 se determinó que el momento máximo en el plano x-z es en el rodamiento en A y tiene el valor siguiente:

$$\circ M_{\max xz} = 382,635 \text{ [kg. cm]} = 37536,5 \text{ [N. mm]}$$

Una vez determinado los momentos máximos de cada plano se establece el momento máximo total en el punto A y se lo calcula mediante la ecuación 187-3.

$$M_{max} = \sqrt{[M_{max\ xy}]^2 + [M_{max\ xz}]^2} \quad (187-3)$$

$$M_{max} = \sqrt{[0 \text{ [kg. cm]}]^2 + [382,635 \text{ [kg. cm]}]^2}$$

$$M_{max} = 382,635 \text{ [kg. cm]} = 37536,5 \text{ [N. mm]}$$

El momento torsor se aplica en el eje motriz el cual es transferido desde la corona de la cadena que a su vez es transferida desde el motor cuyo valor es:

$$T = 8,614 \text{ [Nm]} = 8614 \text{ [Nmm]}$$

- **Propiedades del material del eje motriz**

Para esta aplicación se va a utilizar un acero inoxidable AISI 304 que tiene gran uso en el mercado local, además tiene un costo bajo y sus propiedades son muy buenas.

Las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304 se indica en la tabla 45-3.

Tabla 45-3: Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304.

Acero Inoxidable	Sy	Sut
AISI – 304	MPa	MPa
	205	515

Fuente: (Carrillo & Remache, 2018).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Diámetro mínimo del eje**

Aplicando la teoría de Von Misses mediante la ecuación 53-3 se establece el diámetro mínimo que debe tener el eje en el punto A, considerando que el eje debe tener un coeficiente de seguridad mínimo de 2:

$$d_{min} = \left[\frac{32 * (2)}{\pi * 205 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} \left((37536,5 \text{ [Nmm]})^2 + \frac{3}{4} * [8614 \text{ [Nmm]})^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = 15,61 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$$

Tomando en consideración que el eje motriz está sometido a flexión alternante y torsión continua (figura 69-3) se tiene:

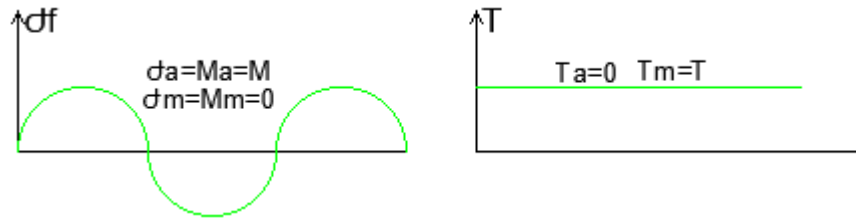


Figura 76-3: Diagrama de flexión alternante y torsión continua.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (188-3)$$

Donde:

- σ = esfuerzo a flexión $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
- M = momento flector máximo = 37536,5 [Nmm]
- d = diámetro mínimo del eje = 16 [mm]

$$\sigma = \frac{32 * 37536,5 \text{ [Nmm]}}{\pi * (16 \text{ [mm]})^3}$$

$$\sigma = 93,35 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (189-3)$$

Donde:

- τ = torsión continua $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
- T = momento torsor máximo = 8614 [Nmm]
- d = diámetro mínimo del eje = 16 [mm]

$$\tau = \frac{16 * 8614 [Nmm]}{\pi * (16 [mm])^3}$$

$$\tau = 10,71 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

- **Diseño estático**

Se calcula los esfuerzos principales normales con la ecuación 54-3 y 55-3.

$$\sigma_{A,B} = \frac{93,35 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{93,35 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{2} \right)^2 + \left(10,71 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \right)^2}$$

$$\sigma_A = \sigma_1 = 94,56 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -1,213 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_p = \tau_1 = \frac{16}{\pi * (16 [mm])^3} * \sqrt{(37536,5 [Nmm])^2 + (8614 [Nmm])^2}$$

$$\tau_p = \tau_1 = 47,89 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Se aplica la Teoría de la Energía de la Distorsión mediante la ecuación 56-3.

$$S_A = \frac{205 [MPa]}{\sqrt{1 + \frac{-1,213 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{94,56 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} + \left(\frac{-1,213 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{94,56 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} \right)^2}}$$

$$S_A = 206,31 [MPa]$$

El factor de seguridad se calcula mediante la ecuación 57-3.

$$n = \frac{206,31 \text{ [MPa]}}{94,56 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2,18$$

Como $n > 2$ no falla estáticamente

- **Diseño dinámico**

Como se estableció el punto A como el crítico, donde va el rodamiento, para lo cual se considera calcular el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación 58-3.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_g * S_e'$$

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

Donde:

- $K_a =$ rectificado fino o pulido comercial = 0,9
- $K_b = 0,9217$
- $K_c = 0,814$
- $K_d = 1$
- $K_g = 1$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$S_e = (0,9) * (0,9217) * (0,814) * (1) * (1) * 0,5 * 515 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 173,87 \text{ [MPa]}$$

Aplicando la ecuación 60-3 de la ASME B106.1 M se tiene:

$$d_{min} = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[4 \left(\frac{k_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

- K_f = factor a flexión = 1,6
- n = factor de seguridad = 2
- K_{fs} = factor a torsión = 1,4
- d_{min} = diámetro mínimo a fatiga [mm]
- M_a = momento flector máximo = 37536,5 [Nmm]
- T_m = momento torsor máximo = 8614 [Nmm]

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$d_{min} = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} * \left[4 \left(\frac{1,6 * 37536,5 \text{ [Nmm]}}{173,87 \text{ [MPa]}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,4 * 8614 \text{ [Nmm]}}{205 \text{ [MPa]}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = 19,23 \text{ [mm]}$$

Obtenido los resultados del análisis estático y a fatiga en el punto crítico A se establece un diámetro del eje de 20 mm, recalculando su factor de seguridad se tiene $n = 2,25$

Como $n > 2$, el eje no va a fallar.

- **Dimensionamiento del eje motriz de la banda transportadora**

En el apartado de los cálculos del sistema de avance se tiene que el tambor motriz tiene un diámetro de 42 mm, y el diámetro de los puntos A y B son para los rodamientos la cual se estableció un diámetro de 20 mm, tomando en consideración que el diámetro del agujero de la corona debe ser de 14 mm.

Mediante la figura 70-3 se establece el dimensionamiento del eje motriz.

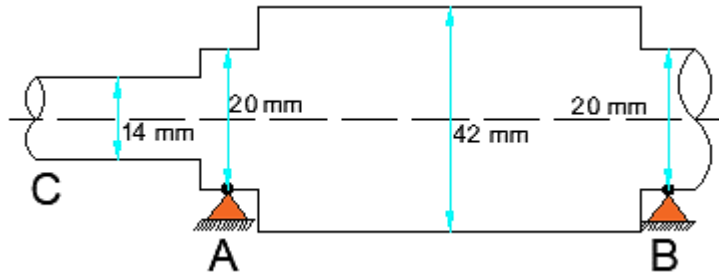


Figura 77-3: Dimensionamiento del eje motriz de la banda transportadora.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Verificación de la rigidez por SAP 2000 V20 para el eje motriz de la banda transportadora**

Calculado los esfuerzos, dimensiones y factor de seguridad del eje, es necesario comprobar la rigidez del eje motriz, ya que es un elemento indispensable para el movimiento del sistema de avance de la banda transportadora.

Mediante el uso del software SAP 2000 V20, se realiza la simulación del eje donde nos indica las deformaciones en los planos X-Y y X-Z de cada punto crítico del eje (tabla 46-3).

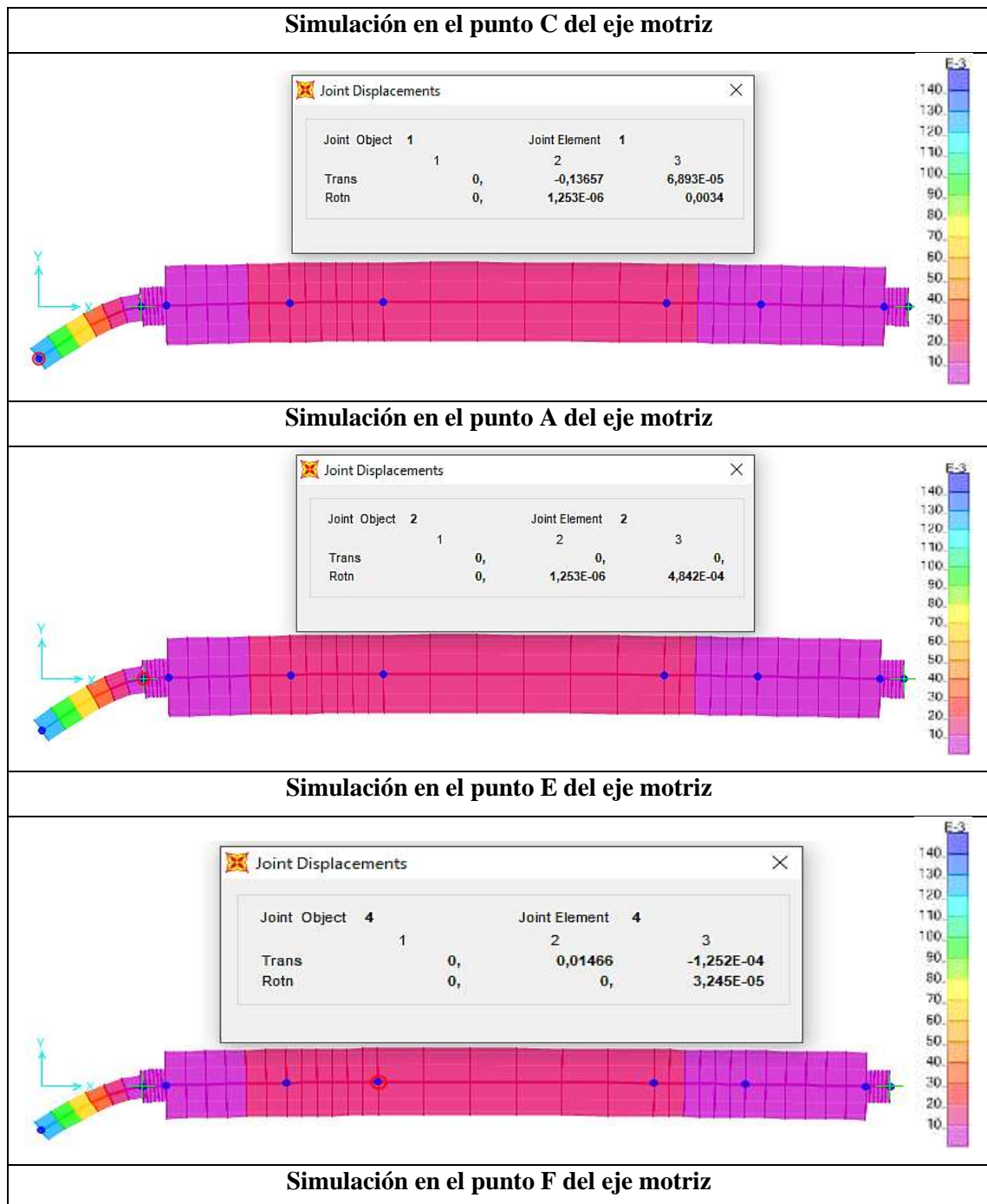
Para las deformaciones se tomará el módulo de la deformación mediante la ecuación 190-3.

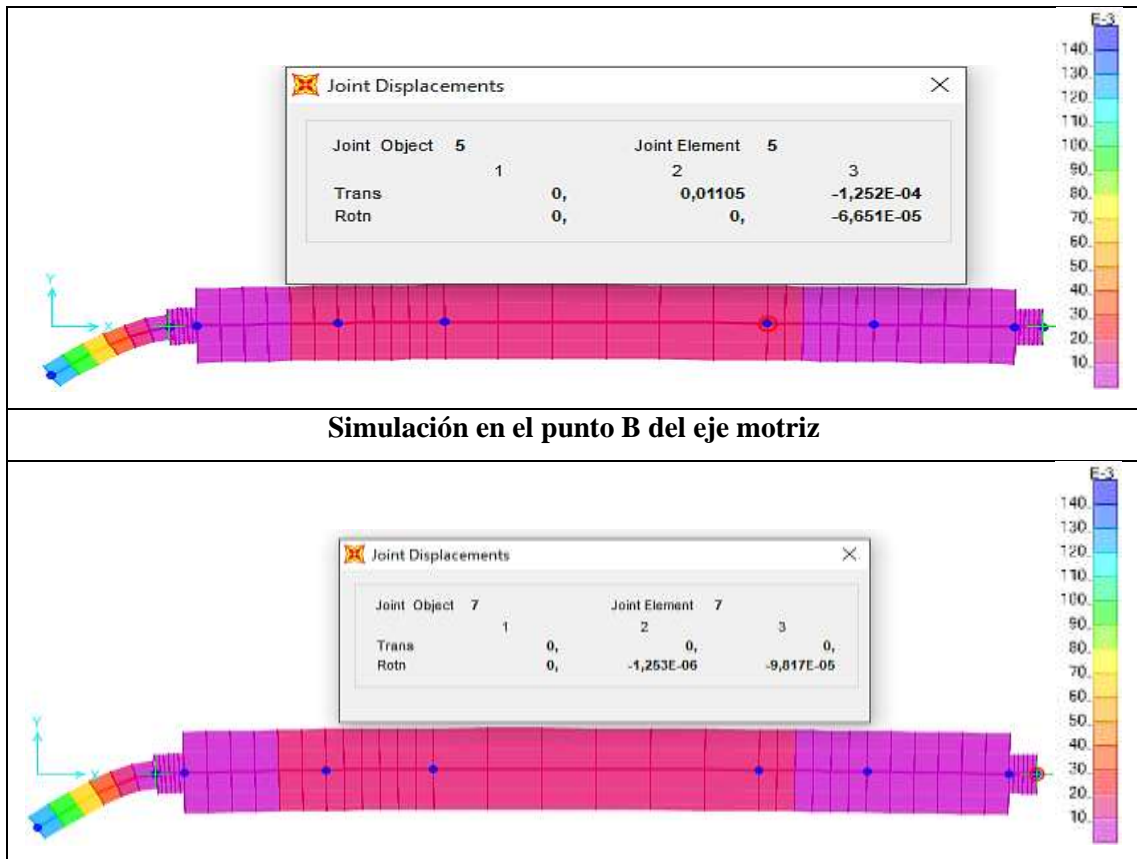
$$[Y] = \sqrt{([Y]_{X-Y})^2 + ([Y]_{X-Z})^2} \quad (190-3)$$

Donde:

- $[Y]$ = deformación total [mm]
- $[Y]_{X-Y}$ = deformación en el plano X – Y [mm]
- $[Y]_{X-Z}$ = deformación en el plano X – Z [mm]

Tabla 46-3: Simulación de rigidez en los puntos críticos del eje motriz de la banda transportadora por SAP 2000.





Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Al observar la tabla 46-3, se concluye lo siguiente:

Las deformaciones lineales [Y] y angulares [φ], producidas los planos X-Y y X-Z son las mostradas en la tabla 47-3.

Tabla 47-3: Deformación lineal y angular de los puntos críticos del eje motriz de la banda transportadora.

Tipo	Punto C	Punto A	Punto E	Punto F	Punto B
Deformación lineal [mm]	0.13657	0.0	0.01466	0.01105	0.0
Deformación angular [rad]	0.0034	0.000484	0.00003245	0.00006651	0.0000981

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El valor obtenido de la deformación se compara con valores permisibles, los mismos que lo indican en la tabla 48-3.

Tabla 48-3: Valores permisibles de deformaciones en árboles.

Deformación		Aplicación	Deformación permisible
Deflexión (debido a flexión)	Y	Deflexión máxima en ejes de transmisión.	$[Y] = (0.001 \dots 0.003)L$, donde L es la distancia entre apoyos.
		Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas.	$[Y] = (0.002 \dots 0.0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos.
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas.	$[y] = (0.01 \dots 0.03)m$, donde m es el módulo de la transmisión.
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales.	$[y] = (0.005 \dots 0.007)m$, donde m es el módulo de la transmisión.
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos.	$[y] = 0.1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator.
		Deflexión máxima en los árboles de ventiladores.	$[y] = (0.0003 \dots 0.0005)D$, donde D es el diámetro del rotor.
Deflexión angular (debido a flexión)	φ	En el sitio de asiento de ruedas dentadas.	$[\varphi] = 0.001 \text{ rad}$
		En un cojinete.	$[\varphi] = 0.001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamiento de bolas.	$[\varphi] = 0.01 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos.	$[\varphi] = 0.0025 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos cónicos.	$[\varphi] = 0.0016 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos esféricos.	$[\varphi] = 0.05 \text{ rad}$
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles.	$[\theta/L] = 0.0045 \dots 0.006 \text{ rad/m}$
		Husillos de tornos y taladros.	$[\theta/L] = 0.00175 \text{ rad/m}$
		Árboles de medios de destinación general.	$[\theta/L] = 0.009 \text{ rad/m}$
		Árboles de cardanes de vehículos (d = 30 ... 50 mm)	$[\theta/L] = 0.005 \dots 0.007 \text{ rad/m}$

Fuente: (Useche, 2011).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La deformación lineal máxima en el eje motriz se considera como eje que soporta ruedas dentadas:

$$[Y]_{m\acute{a}x} = 0.0003 * L = 0.0003 * (464 \text{ [mm]}) = 0,1392 \text{ [mm]}$$

La deformación angular máxima en el eje motriz se considera para rodamiento de bolas:

$$[\varphi]_{m\acute{a}x} = 0.01 \text{ rad}$$

Condiciones ideales:

$$[Y] < [Y]_{m\acute{a}x}$$

$$\varphi < [\varphi]_{m\acute{a}x}$$

La deformación máxima del eje se compara con la deformación en cada punto crítico de la tabla 46-3.

Tabla 49-3: Comparación de la deformación lineal y angular de valores permisibles y calculados del eje motriz de la banda transportadora.

Tipo	Punto C	Punto E	Punto F
Deformación lineal [mm]	0.1367 < 0,1392	0.01466 < 0,1392	0.01105 < 0,1392
Condición	Ok	Ok	Ok
Deformación angular [rad]	0.0034 < 0.01	0.000032 < 0.01 rad	0.000066 < 0.01 rad
Condición	Ok	Ok	Ok
Tipo	Punto A	Punto B	
Deformación lineal [mm]	0.00 < 0,1392	0.00 < 0,1392	
Condición	Ok	Ok	
Deformación angular [rad]	0.000484 < 0.01	0.000098 < 0.01 rad	
Condición	Ok	Ok	

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

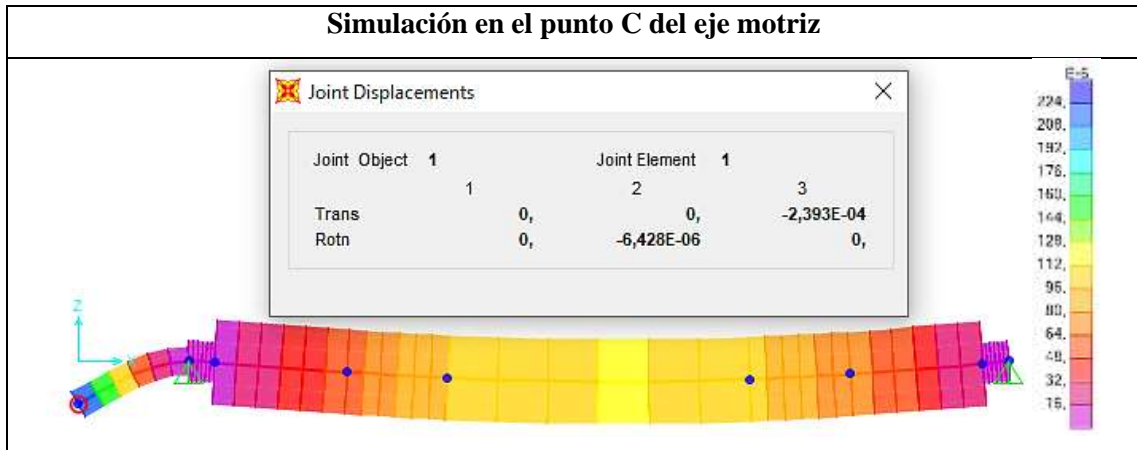
Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En base a la tabla 49-3, se concluye que la deformación lineal y angular del eje motriz de la banda transportadora es adecuada ya que cumple con todas las condiciones.

- **Cálculo de la velocidad crítica del eje de transmisión**

Para el cálculo de la velocidad crítica del eje se toma en consideración el peso del piñón de la cadena de $P = 1,54017 [N]$, por lo que simulando mediante SAP 2000 V20 nos da como resultado las deformaciones lineales en el punto crítico establecido, el mismo que se establece en la tabla 50-3 y 51-3.

Tabla 50-3: Simulación de rigidez en el punto crítico C del eje motriz de la banda transportadora.



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 51-3: Deformación lineal en el punto crítico C del eje motriz de la banda transportadora.

Tipo	Punto C
Deformación lineal [mm]	2.393×10^{-4}

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Con el dato de la deformación lineal en el punto establecido, se procede a calcular la velocidad crítica mediante el criterio de Rayleigh – Ritz (Budynas & Nisbett, 2008).

Este criterio se representa mediante la ecuación 191-3.

$$W_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{\frac{g * \sum_1^j [Y]total * m}{\sum_1^j m * [Y]total^2}} \quad (191-3)$$

Donde:

- $[Y]$ total = deformación lineal total [m]
- g = gravedad = 9,81 [m/s²]
- m = masa de cada elemento [N]
- W_c = velocidad crítica [RPM]

A través de los resultados anteriores sobre deformaciones lineales y el peso del piñón de la cadena se reemplaza en la ecuación 191-3.

$$W_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{\frac{9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * (2.393 \times 10^{-4} [m]) * (1,54017 [N])}{(2.393 \times 10^{-4} [m])^2 * (1,54017 [N])}}$$

$$W_c = 1933,46 [RPM]$$

Con este resultado se compara con la velocidad real que funciona el eje de sistema de avance de la banda transportadora. Por lo tanto:

$$W_c > W_{real}$$




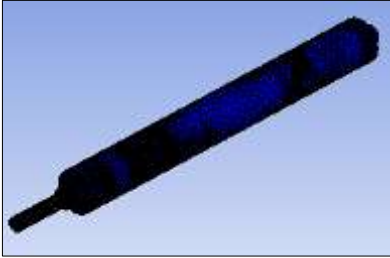
$$1933,46 [RPM] > 18,18 [RPM]$$

Este resultado indica que el eje no tiene problema de resonancia, también se toma en cuenta que la velocidad crítica es alta, lo que nos dice que es suficiente el cálculo de la primera velocidad crítica.

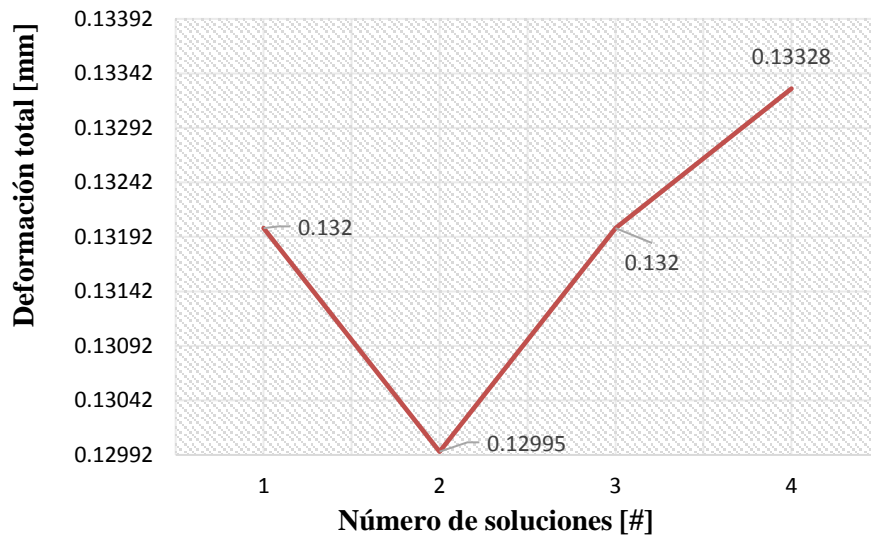
- **Verificación de la rigidez por MEF para el eje motriz de la banda transportadora**

El eje motriz se simuló en el software ANSYS 2020 R1 para verificar su deformación mediante los datos expuestos en la tabla 52-3.

Tabla 52-3: Datos para el análisis por MEF para el eje motriz de la banda transportadora.

Geometría	Tipo		
	Viga		
Material	AISI 304		
Restricciones	Apoyo A	Fixed support	
	Apoyo B	Fixed support	
Cargas	Fuerza C	$F_z = 682,52 [N]$	
	Fuerza DE	$F_y = -2,072 [N]$	
	Fuerza FG	$F_y = -2,072 [N]$	
Mallado	Número de nodos	327791	
	Número de elementos	228440	

Convergencia 0,92 %



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El resultado de la simulación se verifica en la figura 71-3.

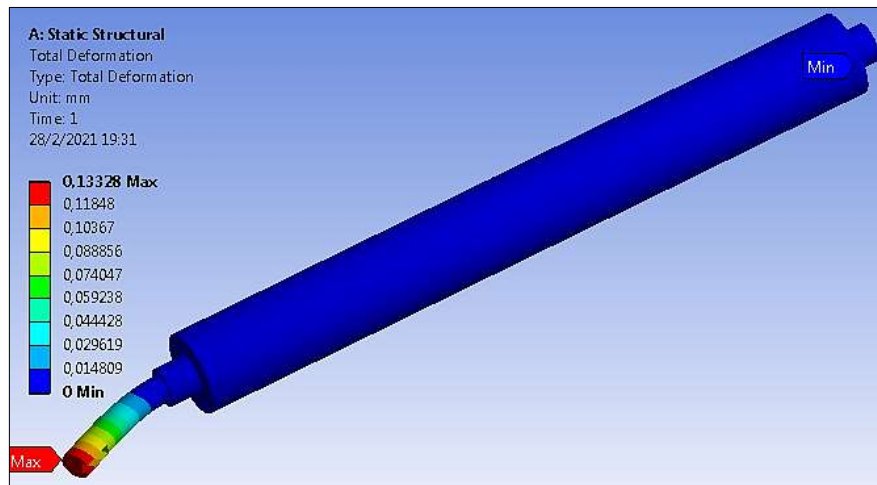


Figura 78-3: Simulación de la deformación del eje motriz de la banda transportadora mediante ANSYS 2020.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El valor obtenido de la deformación se compara con los valores permisibles de la tabla 48-3.

$$[Y]_{m\acute{a}x} = 0.0003 * L = 0.0003 * (464 \text{ [mm]}) = 0,1392 \text{ [mm]}$$

$$0,13328 \text{ [mm]} < 0,1392 \text{ [mm]}$$

Una vez analizado y simulado todos los resultados, se verifica que el eje motriz de la banda transportadora es aceptable y no va a fallar.

3.12.4.2. *Eje motriz sistema de dosificación*

El eje del sistema de dosificación consta de un engrane recto en el tramo B–C mostrado en la figura 73-3, además este eje debe asentarse en los puntos B–C para que permita girar, los mismos en este caso no estarán sujetos a rodamientos debido al contacto directo con el alimento, lo que es factible establecer placas de Grilón (Poliamida 6) con agujeros que permite la libre rotación del eje conductor y conducido.

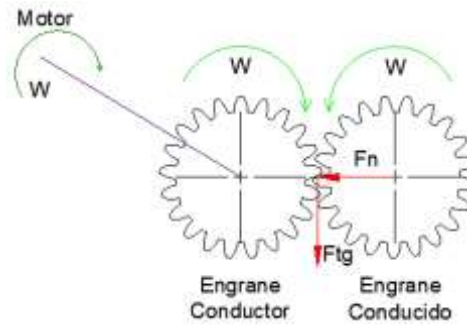


Figura 79-3: Fuerzas que actúan en engranes rectos.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Las fuerzas mostradas en la figura 72-3, se las calcula mediante las siguientes ecuaciones con los datos hallados en el punto 3.12.12.1:

$$P = 0,25 [HP] = 186,425 [W]$$

$$N = 40,75 [RPM] = 4,267 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$T = \frac{P}{N} \quad (192-3)$$

Donde:

- T = torque del eje motriz del sistema de dosificación [Nm]
- P = potencia entregada del motor [W]
- N = velocidad angular entregada del motor [rad/s]

Reemplazando en la ecuación 192-3 se tiene:

$$T = \frac{186,425 [W]}{4,267 \left[\frac{rad}{s} \right]}$$

$$T = 43,6899 [Nm]$$

$$F_{tg} = \frac{T}{r} \quad (193-3)$$

Donde:

- T = torque del eje motriz del sistema de dosificación [Nm]
- F_{tg} = fuerza tangencial del engrane recto [N]
- r = radio exterior del engrane recto = 0,02875 [m]

Reemplazando en la ecuación 193-3 se tiene:

$$F_{tg} = \frac{43,6899 \text{ [Nm]}}{0,02875 \text{ [m]}}$$

$$F_{tg} = 1519,65 \text{ [N]}$$

$$F_N = F_{tg} * t_{an}(\theta) \quad (194-3)$$

Donde:

- F_N = fuerza normal del engrane recto [N]
- F_{tg} = fuerza tangencial del engrane recto [N]
- θ = ángulo = 20°

Reemplazando en la ecuación 194-3 se tiene:

$$F_N = 1519,65 \text{ [N]} * t_{an}(20^\circ)$$

$$F_N = 553,11 \text{ [N]}$$

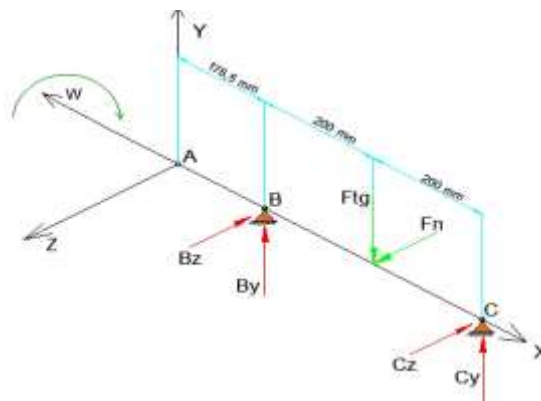


Figura 80-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz del sistema de dosificación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La figura 73-3 muestra las cargas que actúan en el eje, de modo que se obtiene una fuerza normal y tangencial del engrane recto.

- **Cálculo de reacciones en el plano X – Y**

A continuación, se establece el diagrama de cuerpo libre respecto al eje x–y de la figura 74-3, a través del cual se calculará las reacciones:

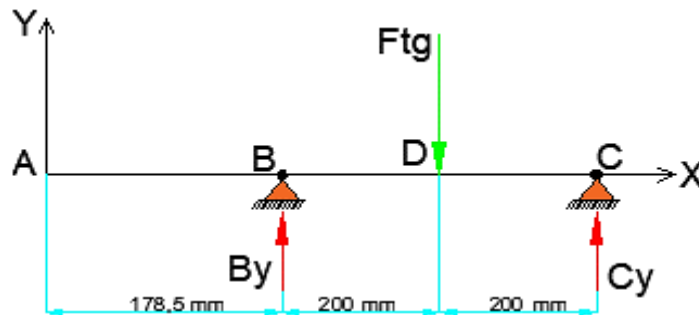


Figura 81-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum M_B = 0 \quad \text{Considerando positivo s. r. c.}$$

$$F_{tg} * (200 [mm]) - C_y * (400 [mm]) = 0$$

$$C_y = 759,82 [N]$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$B_y + C_y - F_{tg} = 0$$

$$B_y = 759,82 [N]$$

- **Cálculo de reacciones en el plano X – Z**

A continuación, se establece el diagrama de cuerpo libre respecto al eje x–z de la figura 75-3, a través del cual se calculará las reacciones:

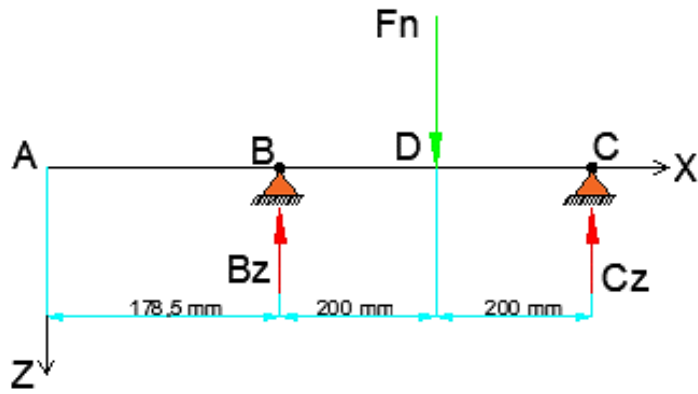


Figura 82-3: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Z.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum M_B = 0 \quad \text{Considerando positivo s. r. c.}$$

$$F_N * (200 \text{ [mm]}) - C_Z * (400 \text{ [mm]}) = 0$$

$$C_Z = 276,56 \text{ [N]}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$-B_Z - C_Z + F_N = 0$$

$$B_Z = 276,56 \text{ [N]}$$

- **Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano X – Y**

En las figuras 76-3 y 77-3 se indican los diagramas de fuerza cortante y momento flector del plano x–y del eje conductor.

Fuerza cortante

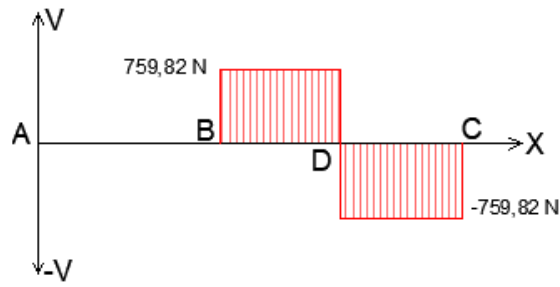


Figura 83-3: Diagrama de fuerza cortante del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Momento flector

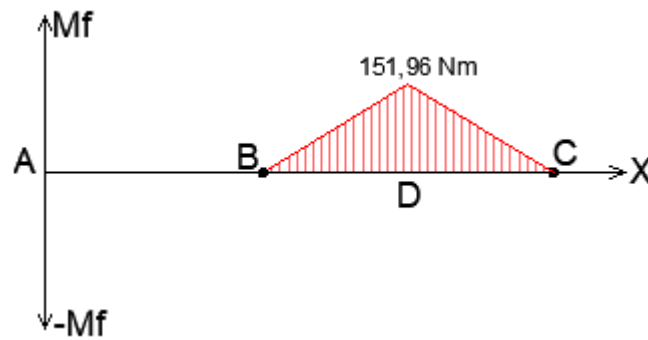


Figura 84-3: Diagrama de momentos flectores del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

De la figura 77-3, se determina que el momento máximo en el plano x-y es:

$$M_{\max xy} = 151,96 \text{ [N.m]} = 151964 \text{ [N.mm]}$$

- **Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano X – Z**

En las figuras 78-3 y 79-3 se indican los diagramas de fuerza cortante y momento flector del plano x-z del eje conductor.

Fuerza cortante

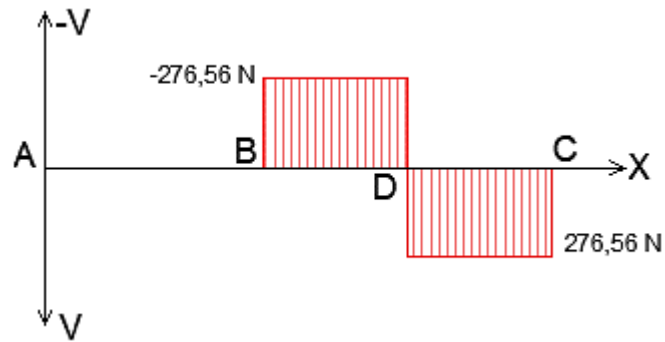


Figura 85-3: Diagrama de fuerza cortante del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Z.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Momento flector

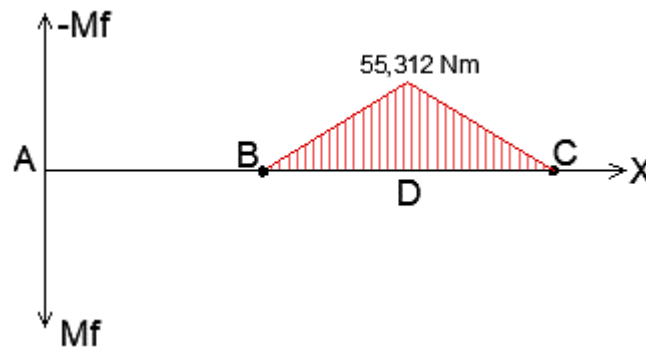


Figura 86-3: Diagrama de momentos flectores del eje motriz del sistema de dosificación en el plano X-Z.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

De la figura 79-3, se determina que el momento máximo en el plano x-z es:

$$M_{\max xz} = 55,312 \text{ [N. m]} = 55312 \text{ [N. mm]}$$

Una vez determinado los momentos máximos de cada plano se establece el momento máximo total en el punto A y se lo calcula mediante la ecuación 187-3.

$$M_{\max} = \sqrt{[151,96 \text{ [N. m]}]^2 + [55,312 \text{ [N. m]}]^2}$$

$$M_{\max} = 161,71 \text{ [N. m]} = 161713,5 \text{ [N. mm]}$$

El momento torsor se aplica en el eje motriz el cual es transferido desde el motor cuyo valor es:

$$T = 43,6 \text{ [Nm]} = 43600 \text{ [Nmm]}$$

- **Propiedades del material del eje motriz**

Para esta aplicación se va a utilizar Grilón (Poliamida 6) que es de grado alimenticio además tiene un costo bajo y sus propiedades son buenas.

Las propiedades mecánicas del grilón se lo establece en la tabla 53-3.

Tabla 53-3: Propiedades mecánicas del grilón (poliamida 6).

Grilón	Sy	Sut
Poliamida 6	MPa	MPa
	44,145	82,40

Fuente: (Mosquera & Sandobalín, 2010).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Diámetro mínimo del eje**

Aplicando la teoría de Von Misses mediante la ecuación 53-3 se establece el diámetro mínimo que debe tener el eje, considerando que el eje debe tener un coeficiente de seguridad mínimo de 2:

$$d_{min} = \left[\frac{32 * (2)}{\pi * 44,145 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} \left((161713,5 \text{ [N. mm]})^2 + \frac{3}{4} * [43600 \text{ [Nmm]}]^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = 42,48 \text{ mm} \approx 43 \text{ mm}$$

Tomando en consideración que el eje motriz está sometido a flexión alternante y torsión continua (figura 69-3), se tiene:

Aplicando la ecuación 188-3 se tiene:

$$\sigma = \frac{32 * 161713,5 \text{ [N. mm]}}{\pi * (43 \text{ [mm]})^3}$$

$$\sigma = 20,72 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Aplicando la ecuación 189-3 se tiene:

$$\tau = \frac{16 * 43600 \text{ [Nmm]}}{\pi * (43 \text{ [mm]})^3}$$

$$\tau = 2,8 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

- **Diseño estático**

Se calcula los esfuerzos principales normales con la ecuación 54-3 y 55-3.

$$\sigma_{A,B} = \frac{20,72 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{20,72 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{2} \right)^2 + \left(2,8 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \right)^2}$$

$$\sigma_A = \sigma_1 = 21,09 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -0,3717 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_p = \tau_1 = \frac{16}{\pi * (43 \text{ [mm]})^3} * \sqrt{(161713,5 \text{ [N. mm]})^2 + (43600 \text{ [Nmm]})^2}$$

$$\tau_p = \tau_1 = 10,73 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Se aplica la Teoría de la Energía de la Distorsión mediante la ecuación 56-3.

$$S_A = \frac{44,145 \text{ [MPa]}}{\sqrt{1 + \frac{-0,3717 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{21,09 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} + \left(\frac{-0,3717 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{21,09 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} \right)^2}}$$

$$S_A = 44,53 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad se calcula mediante la ecuación 57-3.

$$n = \frac{44,53 \text{ [MPa]}}{21,09 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2,11$$

Como $n > 2$ no falla estáticamente

- **Diseño dinámico**

Mediante la ecuación 58-3 se establece:

- $K_a =$ rectificado fino o pulido comercial = 0,9
- $K_b = 0,83$
- $K_c =$ confiabilidad del 80 % = 0,923
- $K_d = 1$
- $K_g = 1$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$S_e = (0,9) * (0,829) * (0,923) * (1) * (1) * 0,5 * 82,40 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 28,37 \text{ [MPa]}$$

Aplicando la ecuación 60-3 de la ASME B106.1 M se tiene:

- $K_f =$ factor a flexión = 1,6
- $n =$ factor de seguridad = 2
- $K_{fs} =$ factor a torsión = 1,4
- $d_{\min} =$ diámetro mínimo a fatiga [mm]
- $M_a =$ momento flector máximo = 161713,5 [Nmm]
- $T_m =$ momento torsor máximo = 43600 [Nmm]

$$d_{min} = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} * \left[4 \left(\frac{1,6 * 161713,5 \text{ [Nmm]}}{28,37 \text{ [MPa]}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,4 * 43600 \text{ [Nmm]}}{44,145 \text{ [MPa]}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = 57,22 \text{ [mm]}$$

Obtenido los resultados del análisis estático y a fatiga en el punto crítico D se establece un diámetro del eje de 57,5 mm, recalculando el factor de seguridad se tiene $n = 2,03$

- **Dimensionamiento del eje motriz del sistema de dosificado**

En el apartado de los cálculos del sistema de dosificado se tiene que el diámetro es de 57,5 mm, y el diámetro establecido anteriormente es el mismo. Tomando en consideración que el diámetro del agujero del motorreductor debe ser de 18 mm y los puntos A y B debe ir la placa con agujeros que permita la rotación del eje se establece en la figura 80-3 el dimensionamiento del eje motriz del sistema de dosificado.

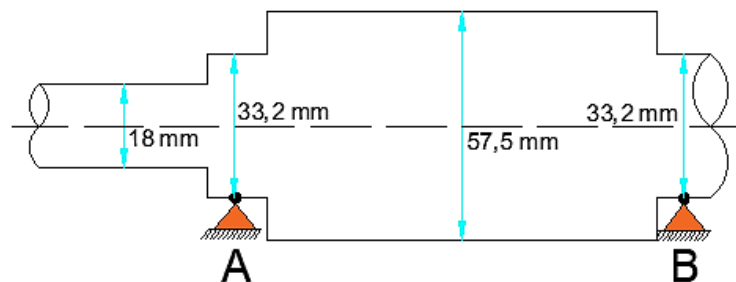


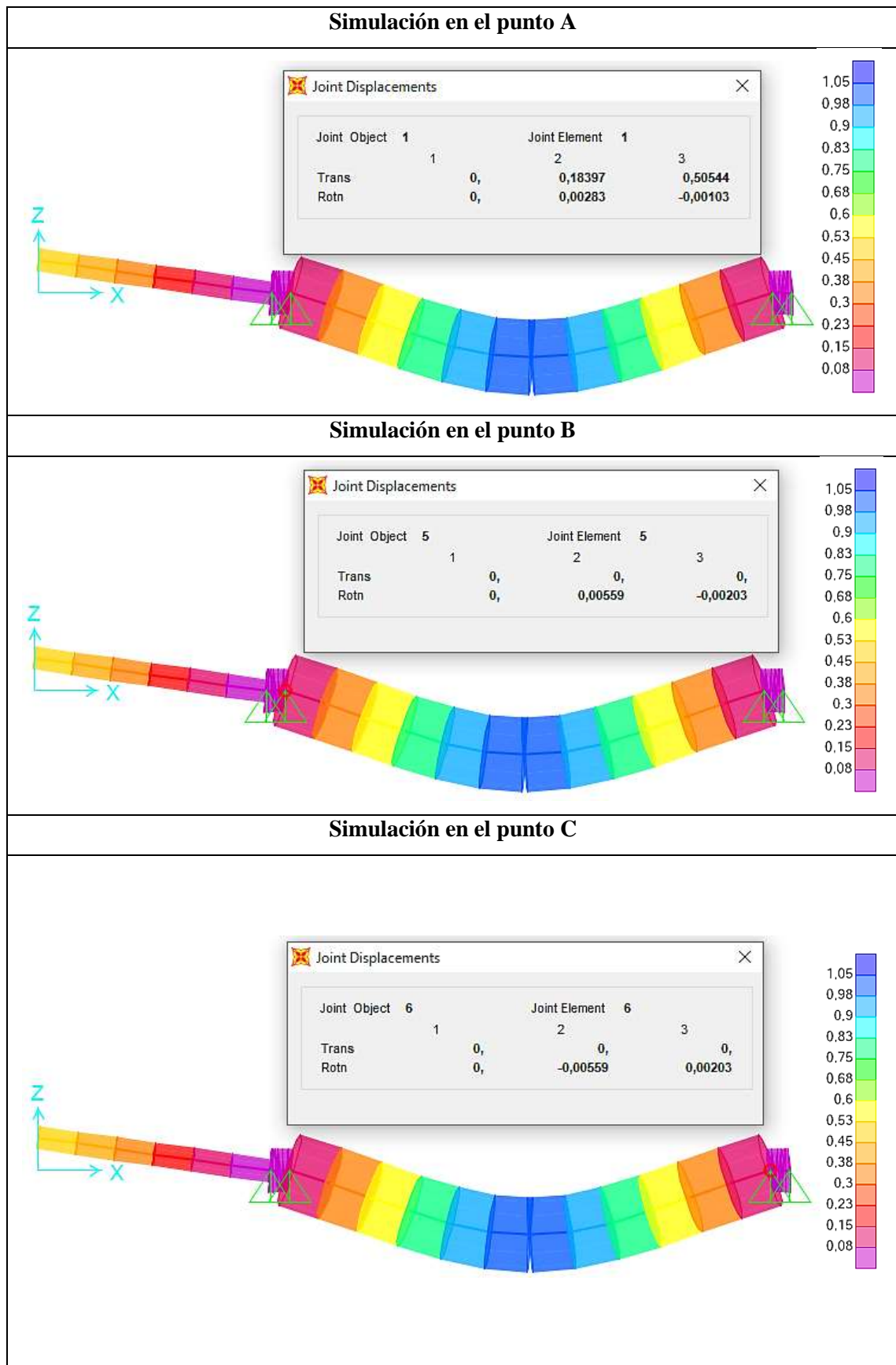
Figura 87-3: Dimensionamiento del eje motriz del sistema de dosificado.

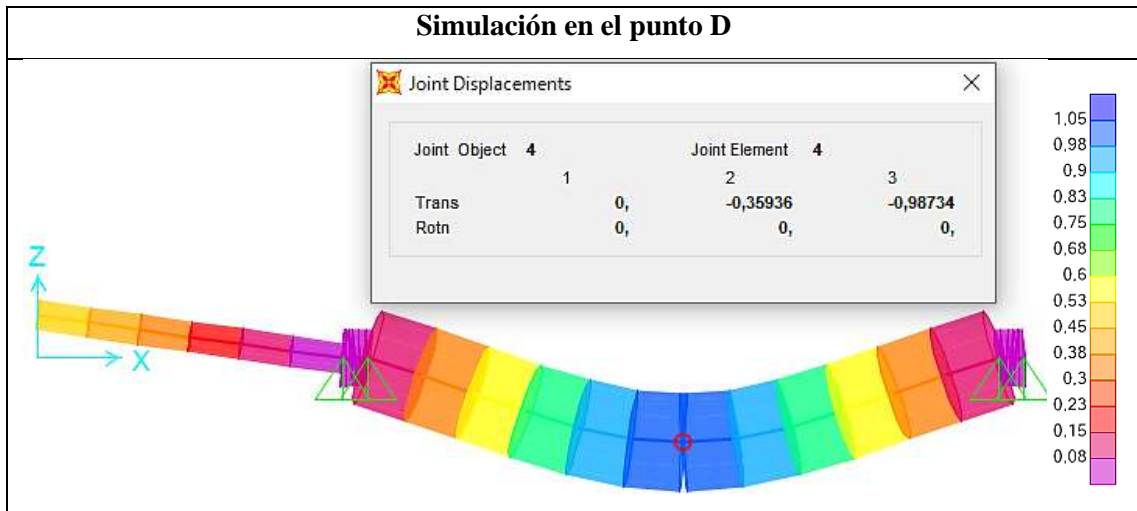
Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Verificación de la rigidez por SAP 2000 V20 para el eje motriz del sistema de dosificado**

El eje motriz del sistema de dosificado se realiza la simulación de la rigidez en los puntos críticos establecidos en la tabla 54-3.

Tabla 54-3: Simulación de rigidez en los puntos críticos del eje motriz del sistema de dosificado por SAP 2000.





Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Al observar la tabla 54-3, se concluye lo siguiente:

Las deformaciones lineales $[Y]$ y angulares $[\varphi]$, producidas en los planos X-Y y X-Z son las mostradas en la tabla 55-3.

Tabla 55-3: Deformación lineal y angular de los puntos críticos del eje motriz del sistema de dosificado.

Tipo	Punto A	Punto B	Punto C	Punto D
Deformación lineal [mm]	0.5378	0.0	0.0	1.0507
Deformación angular [rad]	0.0030	0.005972	0.005972	0.0

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La deformación lineal máxima en el eje motriz se considera como eje de transmisión:

$$[Y]_{m\acute{a}x} = 0.003 * L = 0.003 * (400 \text{ [mm]}) = 1,2 \text{ [mm]}$$

La deformación angular máxima en el eje motriz se considera para rodamiento de bolas:

$$[\varphi]_{m\acute{a}x} = 0.01 \text{ rad}$$

La deformación máxima del eje se compara con la deformación en cada punto crítico de la tabla 54-3.

Tabla 56-3: Comparación de la deformación lineal y angular de valores permisibles y calculados del eje motriz del sistema de dosificado.

Tipo	Punto A	Punto B
Deformación lineal [mm]	0.5378 < 1,2	0.00 < 1,2
Condición	Ok	Ok
Deformación angular [rad]	0.0030 < 0.01	0.005972 < 0.01 rad
Condición	Ok	Ok
Tipo	Punto C	Punto D
Deformación lineal [mm]	0.00 < 1,2	1.0507 < 1,2
Condición	Ok	Ok
Deformación angular [rad]	0.005972 < 0.01	0.00 < 0.01 rad
Condición	Ok	Ok

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.


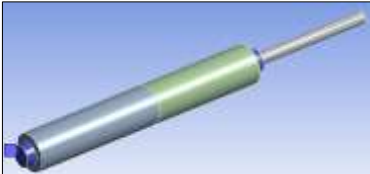
Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.


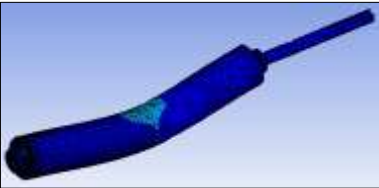
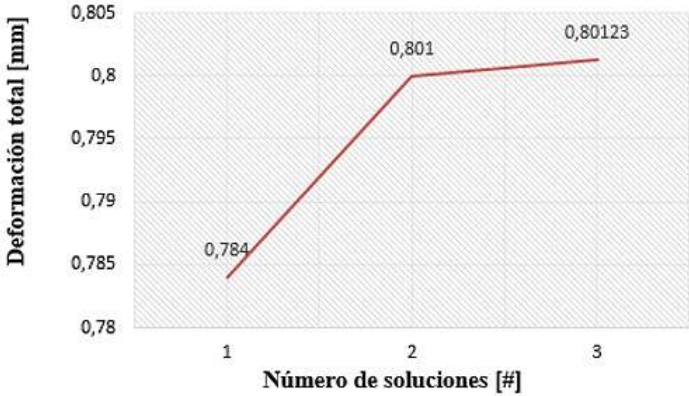
En base a la tabla 56-3, se concluye que la deformación lineal y angular del eje motriz del sistema de dosificado es adecuada ya que cumple con todas las condiciones.

- **Verificación de la rigidez por MEF para el eje motriz del sistema de dosificado**

El eje motriz se simuló en el software ANSYS 2020 R1 para verificar su deformación, a través de los datos establecidos en la tabla 57-3.

Tabla 57-3: Datos para el análisis por MEF para el eje motriz del sistema de dosificado.

Geometría	Tipo		
	Viga		
Material	Grilón (Poliamida 6)		
Restricciones	Apoyo B	Fixed support	
	Apoyo C	Fixed support	

Cargas	Fuerza D	$F_y = 1519,7 [N]$ $F_z = 553,11 [N]$									
	Número de nodos	31117									
Mallado	Número de elementos	18144									
	Convergencia 0,16 %										
 <table border="1"> <caption>Data from Convergence Graph</caption> <thead> <tr> <th>Número de soluciones [#]</th> <th>Deformación total [mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0,784</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0,801</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0,80123</td> </tr> </tbody> </table>				Número de soluciones [#]	Deformación total [mm]	1	0,784	2	0,801	3	0,80123
Número de soluciones [#]	Deformación total [mm]										
1	0,784										
2	0,801										
3	0,80123										

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El resultado de la simulación se verifica en la figura 81-3.

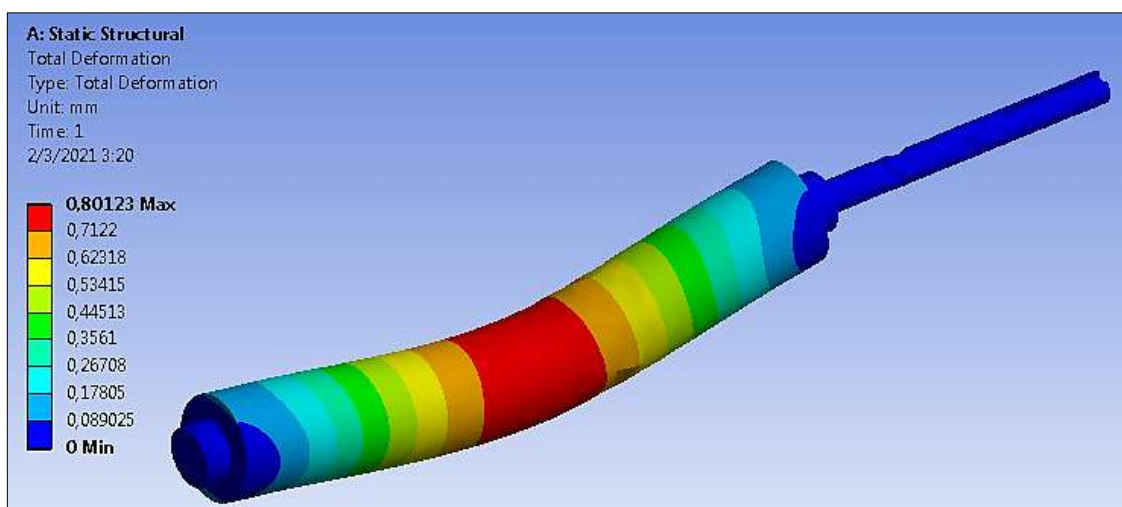


Figura 88-3: Simulación de la deformación del eje motriz del sistema de dosificado mediante ANSYS 2020.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El valor obtenido de la deformación se compara con los valores permisibles de la tabla 48-3.

$$[Y]_{m\acute{a}x} = 0.003 * L = 0.003 * (400 \text{ [mm]}) = 1,2 \text{ [mm]}$$

$$0,80123 \text{ [mm]} < 1,2 \text{ [mm]}$$

Una vez analizado y simulado todos los resultados, se verifica que el eje motriz del sistema de dosificado es aceptable y no va a fallar.

3.12.5. *Cálculo de la estructura*

3.12.5.1. *Cálculo del peso de componentes del sistema de abastecimiento*

Se toma en consideración:

$$\rho_{acero} = 7,8 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$\rho_{gril\acute{o}n} = 1,15 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

Donde:

- B = 300 [mm]
- b = 120 [mm]
- h = 310 [mm]
- e = 1,2 [mm]

Mediante la ecuación 61-3 se calcula la masa total de la tapa delantera y trasera es:

$$M_1 = 2 * \frac{300 \text{ [mm]} + 120 \text{ [mm]}}{2} * 310 \text{ [mm]} * 1,2 \text{ [mm]} * 7,8 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$M_1 = 1,22 \text{ [kg]}$$

Donde:

- b = 380 [mm]
- h = 310 [mm]

- $e = 1,2 \text{ [mm]}$

El cálculo de los lados de la tolva se la calcula mediante la ecuación 62-3.

$$M_2 = 2 * 380 \text{ [mm]} * 310 \text{ [mm]} * 1,2 \text{ [mm]} * 7,8 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$M_2 = 2,2 \text{ [kg]}$$

Donde:

- $R_1 = 17,45 \text{ [mm]}$
- $R_2 = 22,3 \text{ [mm]}$
- $R_3 = 21,7 \text{ [mm]}$
- $r = 12,88 \text{ [mm]}$
- $e_1 = 16,63 \text{ [mm]}$
- $e_2 = 10,50 \text{ [mm]}$
- $e_3 = 5,49 \text{ [mm]}$

El cálculo porta boquillas se la calcula mediante la ecuación 63-3.

$$M_3 = 4 * [(\pi * (17,45 \text{ [mm]})^2 * 5,49 \text{ [mm]}) + (\pi * (22,3 \text{ [mm]})^2 * 10,50 \text{ [mm]}) \\ + (\pi * (21,7 \text{ [mm]})^2 * 16,63 \text{ [mm]}) \\ - (\pi * (12,88 \text{ [mm]})^2 * (16,63 \text{ [mm]} + 10,50 \text{ [mm]} + 5,49 \text{ [mm]}))] \\ * 7,8 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$M_3 = 0,91 \text{ [kg]}$$

Donde:

- $R = 17,45 \text{ [mm]}$
- $b_1 = 388 \text{ [mm]}$
- $h_1 = 300,84 \text{ [mm]}$
- $e_1 = 1,5 \text{ [mm]}$

El cálculo de la base de las boquillas se la calcula mediante la ecuación 64-3.

$$M_4 = [(388 \text{ [mm]} * 300,84 \text{ [mm]} * 1,5 \text{ [mm]}) - 4 * (\pi * (17,45 \text{ [mm]})^2 * 1,5 \text{ [mm]})] * 7,8 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$M_4 = 1,32 \text{ [kg]}$$

Donde:

- $r_1 = 26,25 \text{ [mm]}$
- $r_2 = 16,6 \text{ [mm]}$
- $r_3 = 9 \text{ [mm]}$
- $h_1 = 370 \text{ [mm]}$
- $h_2 = 15 \text{ [mm]}$
- $h_3 = 63 \text{ [mm]}$

El cálculo del engrane conductor y conducido se la calcula mediante la ecuación 65-3 y 66-3.

$$M_{5,1} = [(\pi * (26,25 \text{ [mm]})^2 * 370 \text{ [mm]}) + 2 * (\pi * (16,6 \text{ [mm]})^2 * 15 \text{ [mm]}) + (\pi * (9 \text{ [mm]})^2 * 63 \text{ [mm]})] * 1,15 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$M_{5,1} = 0,97 \text{ [kg]}$$

$$M_{5,2} = [(\pi * (26,25 \text{ [mm]})^2 * 370 \text{ [mm]}) + 2 * (\pi * (16,6 \text{ [mm]})^2 * 15 \text{ [mm]})] * 1,15 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3\text{]}$$

$$M_{5,2} = 0,92 \text{ [kg]}$$

Donde:

- $b_1 = 81,29 \text{ [mm]}$
- $h_1 = 19,67 \text{ [mm]}$
- $h_2 = 76,58 \text{ [mm]}$
- $h_3 = 51,08 \text{ [mm]}$
- $b_3 = 85,18 \text{ [mm]}$
- $e = 1 \text{ [mm]}$
- $R = 10 \text{ [mm]}$
- $r = 4,5 \text{ [mm]}$

El cálculo de las aletas se la calcula mediante la ecuación 67-3.

$$M_6 = 4 * \left[(81,29 \text{ [mm]} * 19,67 \text{ [mm]}) + (19,67 \text{ [mm]} * 76,58 \text{ [mm]}) + (19,67 \text{ [mm]} * 51,08 \text{ [mm]}) + (81,29 \text{ [mm]} * 51,08 \text{ [mm]}) + (19,67 \text{ [mm]} * 85,18 \text{ [mm]}) + \frac{(81,29 \text{ [mm]} * (76,58 \text{ [mm]} - 51,08 \text{ [mm]})}{2} - (\pi * (10 \text{ [mm]})^2) - (\pi * (4,5 \text{ [mm]})^2) \right] * 1 \text{ [mm]} * 7,8x10^{-6} \text{ [kg/mm}^3]$$

$$M_6 = 0,33 \text{ [kg]}$$

El cálculo de las tapas de la tolva se la calcula mediante la ecuación 68-3.

Donde:

- $\rho_{\text{grilón}} = 1,55 \text{ [gr/cm}^3]$
- $M_7 = \text{peso tapa tolva [kg]}$
- $b_1 = 165 \text{ [mm]}$
- $h_1 = 90 \text{ [mm]}$
- $b_2 = 122 \text{ [mm]}$
- $h_2 = 72,9 \text{ [mm]}$
- $R = 16,6 \text{ [mm]}$
- $e_1 = 15 \text{ [mm]}$
- $e_2 = 5 \text{ [mm]}$

$$M_7 = 2 * [(165 \text{ [mm]} * 90 \text{ [mm]}) * 15 \text{ [mm]} + (122 \text{ [mm]} * 72,9 \text{ [mm]}) * 5 \text{ [mm]} - (\pi * (16,6 \text{ [mm]})^2) * (15 \text{ [mm]} + 5 \text{ [mm]})] * 1,15x10^{-6} \text{ [kg/mm}^3]$$

$$M_7 = 0,57 \text{ [kg]}$$

La masa M_8 es el peso de la masa de los suspiros que se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\rho_{\text{merengue}} = \frac{m}{v} \quad (195-3)$$

Donde:

- $\rho_{\text{merengue}} = \text{densidad del merengue} = 1,55 \text{ [gr/cm}^3]$

- $m = \text{masa del merengue [kg]}$
- $v = \text{volumen del merengue en la tolva} = 8000 [cm^3]$

Reemplazando en la ecuación 195-3 se tiene:

$$1,55 [\text{gr}/\text{cm}^3] = \frac{m}{8000 [\text{cm}^3]}$$

$$M_8 = 12,4 [\text{kg}]$$

El peso total del sistema de abastecimiento será mediante la ecuación 69-3.

$$M_{\text{total 1}} = 1,22 [\text{kg}] + 2,2 [\text{kg}] + 0,91 [\text{kg}] + 1,32 [\text{kg}] + 0,97 [\text{kg}] + 0,92 [\text{kg}] \\ + 0,33 [\text{kg}] + 0,57 [\text{kg}] + 12,4 [\text{kg}]$$

$$M_{\text{total 1}} = 20,84 [\text{kg}]$$

Por seguridad se aumenta el 10 % de este valor total, así se tiene:

$$P_{\text{total 1}} = 20,84 [\text{kg}] * 1,1 = 22,924 [\text{kg}]$$

3.12.5.2. Cálculo del peso de componentes del sistema banda transportadora

El cálculo del peso del eje motriz se la realiza mediante la ecuación 70-3.

Donde:

- $\rho_{\text{acero}} = 7,8 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$
- $r_1 = 21 [\text{mm}]$
- $r_2 = 10 [\text{mm}]$
- $r_3 = 7 [\text{mm}]$
- $h_1 = 363,4 [\text{mm}]$
- $h_2 = 16 [\text{mm}]$
- $h_3 = 61 [\text{mm}]$

$$M_1 = [(\pi * (21 [\text{mm}])^2 * 363,4 [\text{mm}]) + 2 * (\pi * (10 [\text{mm}])^2 * 16 [\text{mm}]) \\ + (\pi * (7 [\text{mm}])^2 * 61 [\text{mm}])] * 7,8 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$$

$$M_1 = 4,08 [kg]$$

El cálculo del peso del eje hueco se lo realiza mediante la ecuación 71-3.

Donde:

- $\rho_{\text{acero}} = 7,8 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$
- $R = 21 [\text{mm}]$
- $r = 17 [\text{mm}]$
- $h = 378 [\text{mm}]$

$$M_2 = 3 * [(\pi * (21 [\text{mm}])^2 * 378 [\text{mm}]) - (\pi * (17 [\text{mm}])^2 * 378 [\text{mm}])] * 7,8 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$$

$$M_2 = 4,22 [kg]$$

El cálculo del peso de la platabanda se lo realiza tomando en consideración un solo cuerpo mediante la ecuación 72-3.

Donde:

- $\rho_{\text{acero}} = 7,8 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$
- $b_1 = 1220 [\text{mm}]$
- $h_1 = 646,56 [\text{mm}]$
- $e = 1 [\text{mm}]$

$$M_3 = [(1220 [\text{mm}] * 646,56 [\text{mm}])] * 1 [\text{mm}] * 7,8 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$$

$$M_3 = 6,15 [kg]$$

El cálculo del peso del acople se la realiza mediante la ecuación 73-3.

Donde:

- $\rho_{\text{nylon}} = 1,55 \times 10^{-6} [\text{kg}/\text{mm}^3]$
- $r_1 = 10 [\text{mm}]$
- $r_2 = 20 [\text{mm}]$

- $r_3 = 17$ [mm]
- $h_1 = 12$ [mm]
- $h_2 = 3$ [mm]
- $h_3 = 13$ [mm]

$$M_4 = 6 * [(\pi * (10 \text{ [mm]})^2 * 12 \text{ [mm]}) + (\pi * (20 \text{ [mm]})^2 * 3 \text{ [mm]}) + (\pi * (17 \text{ [mm]})^2 * 13 \text{ [mm]})] * 1,55 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3]$$

$$M_4 = 0,18 \text{ [kg]}$$

El cálculo del peso de la placa se lo realiza mediante la ecuación 74-3.

Donde:

- $\rho_{\text{acero}} = 7,8 \times 10^{-6}$ [kg/mm³]
- $b = 140$ [mm]
- $h = 85$ [mm]
- $e = 4$ [mm]
- $r = 2$ [mm]

$$M_5 = [(140 \text{ [mm]} * 85 \text{ [mm]}) - 4 * (\pi * (2 \text{ [mm]})^2)] * 4 \text{ [mm]} * 7,8 \times 10^{-6} \text{ [kg/mm}^3]$$

$$M_5 = 0,37 \text{ [kg]}$$

El cálculo del peso del soporte se lo realiza mediante la ecuación 75-3.

Donde:

- $\rho_{\text{grilón}} = 1,55$ [gr/cm³]
- $b = 86$ [mm]
- $h = 180$ [mm]
- $r = 5,5$ [mm]
- $e = 12$ [mm]

$$M_6 = 2 * [(86 \text{ [mm]} * 180 \text{ [mm]}) - 6 * (\pi * (5,5 \text{ [mm]})^2)] * 12 \text{ [mm]} * 1,55 \text{ [gr/cm}^3]$$

$$M_6 = 0,55 [kg]$$

El peso total del sistema de avance se lo realiza mediante la ecuación 76-3.

Donde:

- M_7 = peso de todos los elementos de catálogo seleccionados [kg]

$$M_7 = M_{\text{motor}} + M_{\text{rodamientos}} + M_{\text{chumaceras}} + M_{\text{cadena}} + M_{\text{piñón}} + M_{\text{bandeja}}$$

$$M_{\text{total } 2} = 4,08 [kg] + 4,22 [kg] + 6,15 [kg] + 0,18 [kg] + 0,37 [kg] + 0,55 [kg] + M_7$$

$$M_{\text{total } 2} = 15,55 [kg] + M_{\text{motor}} + M_{\text{rodamientos}} + M_{\text{chumaceras}} + M_{\text{cadena}} + M_{\text{piñón}}$$

$$M_{\text{total } 2} = 15,55 [kg] + 1,1 [kg] + 8 * 0,05 [kg] + 8 * 0,64 [kg] + 0,22 [kg] + 2 * 0,03 [kg] + 2 * 1,47 [kg]$$

$$M_{\text{total } 2} = 25,39 [kg]$$

Por seguridad se aumenta el 10 % de este valor total, así se tiene:

$$P_{\text{total } 2} = 25,39 [kg] * 1,1 = 27,93 [kg]$$

3.12.5.3. *Cálculo de cargas que soporta la estructura*

- **Viga A-B**

Para el cálculo de la viga A-B (figura 33-3) se la considera como una viga doblemente empotrada y se toma en cuenta el peso total del sistema de abastecimiento:

$$P_{\text{total}} = 22,924 [kg] = 224,88 [N]$$

El peso se la distribuye en dos soportes por lo que la carga en cada punto de la viga A-B será de 112,44 [N] como se muestra en la figura 82-3.

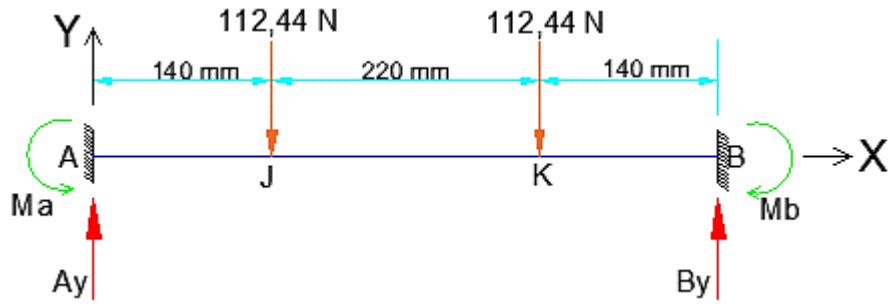


Figura 89-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga A-B.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Cálculo de reacciones en la viga A-B

Mediante la ecuación 79-3 se calcula las reacciones en la viga A-B:

$$A_y = B_y = 112,44 \text{ [N]}$$

Cálculo de fuerzas cortantes en la viga A-B

Con la ecuación 82-3 se calcula las fuerzas cortantes en la viga A-B:

$$V_{AJ} = 112,44 \text{ [N]}$$

$$V_{JK} = 0$$

$$V_{KB} = -112,44 \text{ [N]}$$

Con los datos anteriores se realiza el diagrama de cortante mostrado en la figura 83-3.

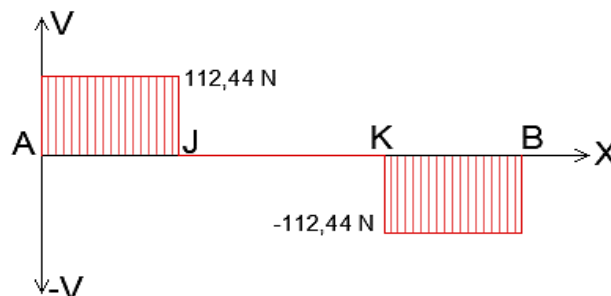


Figura 90-3: Diagrama de fuerzas cortantes de la viga A-B.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Cálculo de momentos en la viga A-B

Con la ecuación 83-3 se calcula los momentos en el tramo A-J, cuyos resultados se indican en la tabla 58-3.

Tabla 58-3: Momentos flectores de la viga A-B
en el tramo A-J.

X (mm)	M _x [Nm]
0	-11,33
140	4,41

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Con la ecuación 84-3 se calcula los momentos en el tramo J-K, cuyos resultados se indican en la tabla 59-3.

Tabla 59-3: Momentos flectores de la viga A-B
en el tramo J-K.

X (mm)	M _x [Nm]
140	4,41
360	4,41

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Con la ecuación 85-3 se calcula los momentos en el tramo K-B, cuyos resultados se indican en la tabla 60-3.

Tabla 60-3: Momentos flectores de la viga A-B
en el tramo K-B.

X (mm)	M _x [Nm]
360	4,41
500	-11,33

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Con los datos anteriores se realiza el diagrama de momento flector indicado en la figura 84-3.

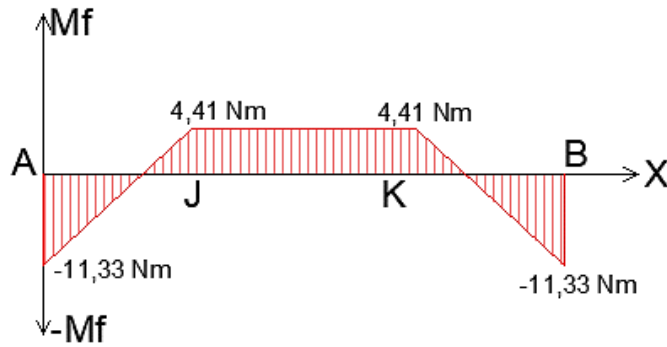


Figura 91-3: Diagrama de momentos flectores de la viga A-B.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Mediante la ecuación 94-3 se realiza el cálculo del módulo de sección tomando en consideración que el material es acero ASTM A36, donde sus propiedades se encuentran en la tabla 61-3.

Tabla 61-3: Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.

Estructura	Sy	Sut	E
Acero ASTM A36	MPa	MPa	GPa
	250	400	200

Fuente: (AAMSA).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Donde:

- $M_{\text{máx}} = 11,33 \text{ [Nm]}$
- $S_y = 250 \text{ [Mpa]}$
- $n = 2$

$$S_{xx} \geq \frac{11330 \text{ [Nmm]}}{250 \text{ [N/mm}^2\text{]}/2}$$

$$S_{xx} \geq 0,09064 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Obtenido el módulo de sección y utilizando el catálogo de la Dipac se selecciona un perfil rectangular cuyas dimensiones son 20x40x2 [mm], el mismo que tiene un módulo de sección de 2,02 [cm³] que es mayor al calculado mostrado en la tabla 62-3.

Tabla 62-3: Perfil estructural seleccionado para la viga A-B.

DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79

Fuente: (DIPAC).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$2,02 [cm^3] \geq 0,09064 [cm^3]$$

Recalculamos el factor de seguridad a través de las siguientes ecuaciones:

Cálculo del esfuerzo a flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{m\acute{a}x}} \tag{196-3}$$

Donde:

- $M_{m\acute{a}x}$ = momento máximo = 11,33 [Nm]
- $S_{m\acute{a}x}$ = módulo de sección del perfil = 2,02 [cm³]
- $\sigma_{m\acute{a}x}$ = esfuerzo a flexión [Mpa]

Reemplazando en la ecuación 196-3 se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{1133 [Ncm]}{2,02 [cm^3]}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 5,61 [Mpa]$$

Cálculo a cortante:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V_{m\acute{a}x} * S_{m\acute{a}x}}{I_x * b} \tag{197-3}$$

Donde:

- $V_{m\acute{a}x}$ = cortante máximo = 112,44 [N]
- $S_{m\acute{a}x}$ = módulo de sección del perfil = 2,02 [cm³]
- $\tau_{m\acute{a}x}$ = esfuerzo a cortante [Mpa]
- I_x = momento de inercia del perfil = 4,04 [cm⁴]
- b = sección transversal del perfil = 0,04 [m]

Reemplazando en la ecuación 197-3 se tiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{112,44 \text{ [N]} * 2,02 \text{ [cm}^3\text{]}}{4,04 \text{ [cm}^4\text{]} * 4 \text{ [cm]}}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,14055 \text{ [Mpa]}$$

Mediante la teoría de falla de Von Misses se establece:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{m\acute{a}x})^2 + 3 * (\tau_{m\acute{a}x})^2} \quad (198-3)$$

Reemplazando en la ecuación 198-3 se tiene:

$$\sigma = \sqrt{(5,61 \text{ [Mpa]})^2 + 3 * (0,14055 \text{ [Mpa]})^2}$$

$$\sigma = 5,6153 \text{ [Mpa]}$$

Para el coeficiente de seguridad se utiliza la ecuación 199-3.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (199-3)$$

Donde:

- S_y = resistencia a la fluencia = 250 [N]

Reemplazando se tiene:

$$n = \frac{250 \text{ [N]}}{5,6153 \text{ [Mpa]}}$$

$$n = 44,52$$

Como $n > 2$ el perfil seleccionado no va a fallar, lo que quiere decir que el perfil está sobredimensionado, pero es el requerido para ubicar las barras cilíndricas que sostienen al sistema de abastecimiento.

- **Viga C-D**

Para el cálculo de la viga C-D (figura 34-3) se la considera como una viga articulada en sus extremos y se toma en cuenta para la fuerza F el peso del sistema de abastecimiento y los elementos que se muestra en la tabla 63-3.

Tabla 63-3: Pesos de elementos que abarca la viga C-D.

Elemento	Peso (kg)
Sistema de abastecimiento	22,924
Motorreductor	2,1
Placa de motorreductor	0,37
Tapa de perfil	4,7
Caja de control	4,5
Perfil asumido 20x20x2 [mm]; L = 2,95 [m]	3,31
Perfil 20x40x2 [mm]	0,8736
Peso Total	38,78

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Por seguridad se aumenta el 10% de este valor:

$$F_{\text{total}} = 38,78 \text{ [kg]} * 1,1 * 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} = 418,47 \text{ [N]}$$

El peso se la distribuye en dos soportes, por lo que la carga F de la viga C-D será de 209,24 [N] como se muestra en la figura 85-3.

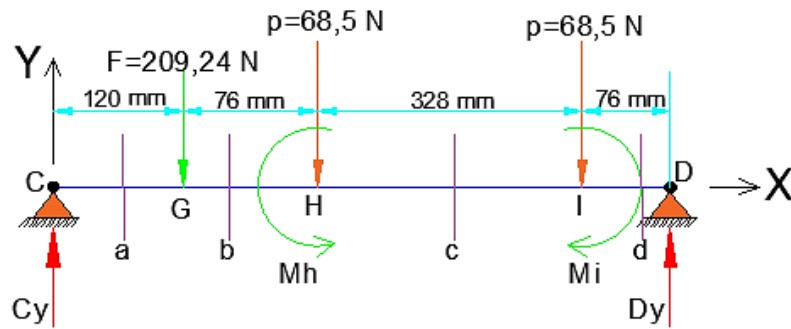


Figura 92-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La carga **P** es el peso total del sistema de avance de la banda transportadora, la misma que se divide en 4 debido a sus soportes, por lo que su valor será de 68,5 [N].

Los momentos en los puntos H e I, son los ejercidos por las fuerzas del sistema de avance **P** de la banda transportadora que están ubicadas a una distancia como se muestra en la figura 86-3.

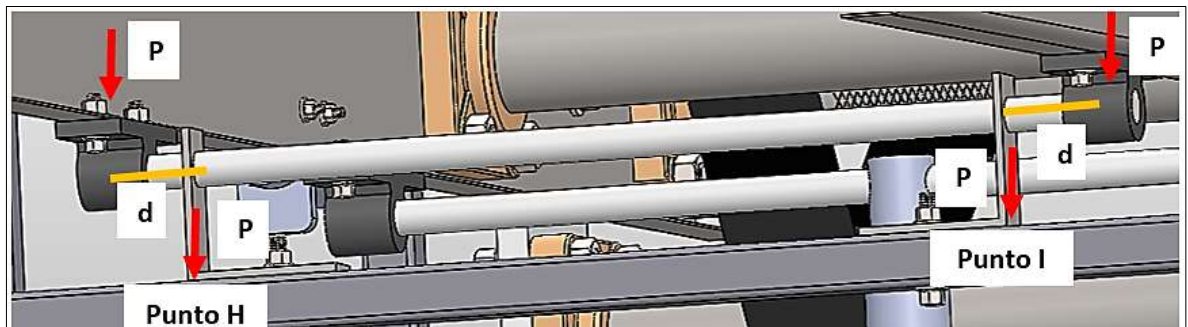


Figura 93-3: Fuerzas actuantes sobre la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$M_H = P * d$$

$$M_h = 68,5 [N] * 31,5[m]$$

$$M_h = M_i = 2157,75 [Nmm]$$

Cálculo de reacciones en la viga C-D

Mediante la ecuación 77-3 y 78-3 se calcula las reacciones:

$$\sum M_C = 0 \quad \text{Considerando positivo s. r. c.}$$

$$F * 120 [mm] + P * 196 [mm] + P * 524 [mm] - D_{\square} * 600 [mm] + M_l - M_h = 0$$

$$209,24 [N] * 120 [mm] + 68,5 [N] * 196 [mm] + 68,5 [N] * 524 [mm] - D_y * 600 [mm] + 2157,75 [Nmm] - 2157,75 [Nmm] = 0$$

$$D_y = 124,048 [N]$$

$$\sum F_Y = 0$$

Considerando positivo hacia arriba.

$$D_y + C_y - 209,24 [N] - 2 * 68,5 [N] = 0$$

$$C_y = 222,19 [N]$$

Cálculo de fuerzas cortantes y momentos en la viga C-D

Utilizando el método analítico de las secciones se realiza el cálculo tanto de las fuerzas cortantes como los momentos de la viga C-D a través del cual se parte de la figura 85-3.

Sección a.

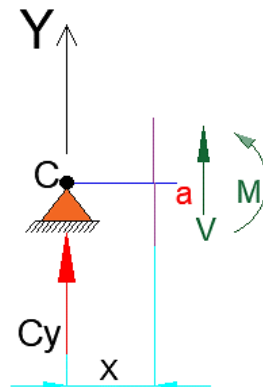


Figura 94-3: Diagrama de cuerpo libre de la sección a de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$C_Y + V = 0$$

$$V = -C_Y$$

$$\sum M_a = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$C_Y * x - M_f = 0$$

$$M_f = C_Y * x$$

Los resultados de fuerzas cortantes y momentos flectores de las ecuaciones anteriores se establecen en la tabla 64-3.

Tabla 64-3: Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección a de la viga C-D.

X [cm]	M_f [N. mm]	V [N]
0	0	-222.19
120	26662,8	-222.19

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección b.

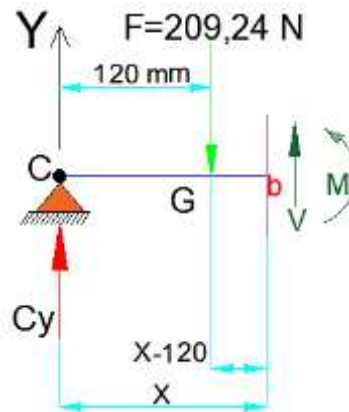


Figura 95-3: Diagrama de cuerpo libre de la sección b de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$C_Y + V - F = 0$$

$$V = F - C_Y$$

$$\sum M_b = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$C_Y * x - F * (x - 120) - M_f = 0$$

$$M_f = C_Y * x - F * (x - 120)$$

Los resultados de fuerzas cortantes y momentos flectores de las ecuaciones anteriores se establecen en la tabla 65-3.

Tabla 65-3: Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección b de la viga C-D.

X [cm]	M_f [N.mm]	V [N]
120	26662,8	-12,95
196	27647	-12,95

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección c.

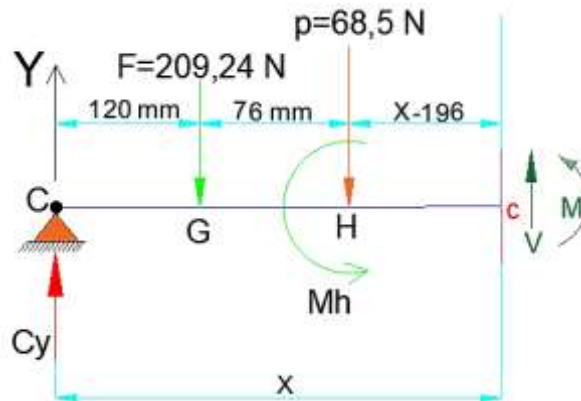


Figura 96-3: Diagrama de cuerpo libre de la sección c de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$C_Y + V - F - P = 0$$

$$V = F - C_Y + P$$

$$\sum M_c = 0 \quad \text{Considerando positivo s. r. c.}$$

$$C_Y * x - F * (x - 120) - P * (x - 196) - M_f - M_h = 0$$

$$M_f = C_Y * x - F * (x - 120) - P * (x - 196) - M_h$$

Los resultados de fuerzas cortantes y momentos flectores de las ecuaciones anteriores se establecen en la tabla 66-3.

Tabla 66-3: Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección c de la viga C-D.

X [cm]	M_f [N. mm]	V [N]
196	25489,25	55,55
524	7268,85	55,55

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sección d.

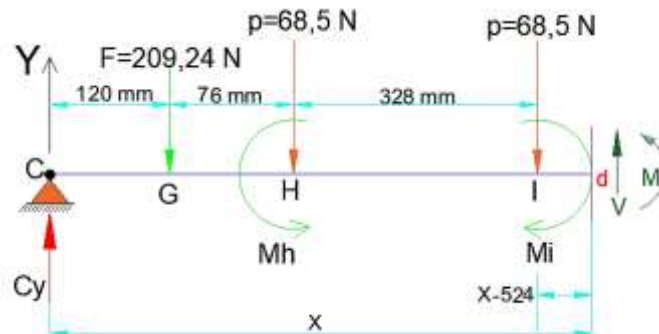


Figura 97-3: Diagrama de cuerpo libre de la sección d de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum F_Y = 0$$

$$C_Y + V - F - 2 * P = 0$$

$$V = F - C_Y + 2 * P$$

$$\sum M_d = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$C_Y * x - F * (x - 120) - P * (x - 196) - P * (x - 524) - M_f = 0$$

$$M_f = C_Y * x - F * (x - 120) - P * (x - 196) - P * (x - 524)$$

Los resultados de fuerzas cortantes y momentos flectores de las ecuaciones anteriores se establecen en la tabla 67-3.

Tabla 67-3: Fuerzas cortantes y momentos flectores de la sección d de la viga C-D.

X [cm]	M_f [N.mm]	V [N]
524	9426,6	124,05
600	0	124,05

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En las figuras 91-3 y 92-3 se establecen los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Fuerza cortante

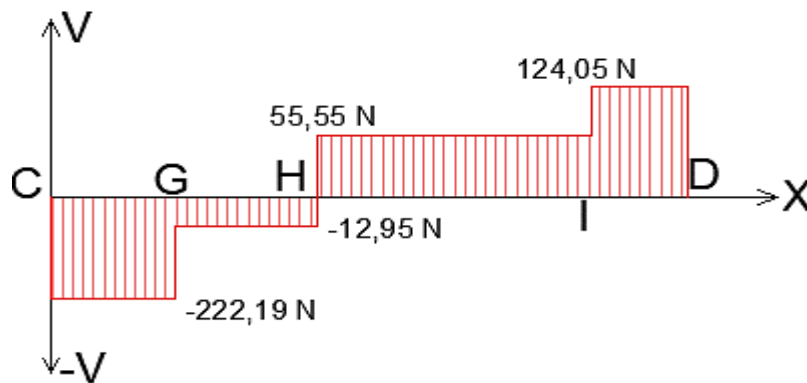


Figura 98-3: Diagrama de fuerzas cortantes de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Momento flector

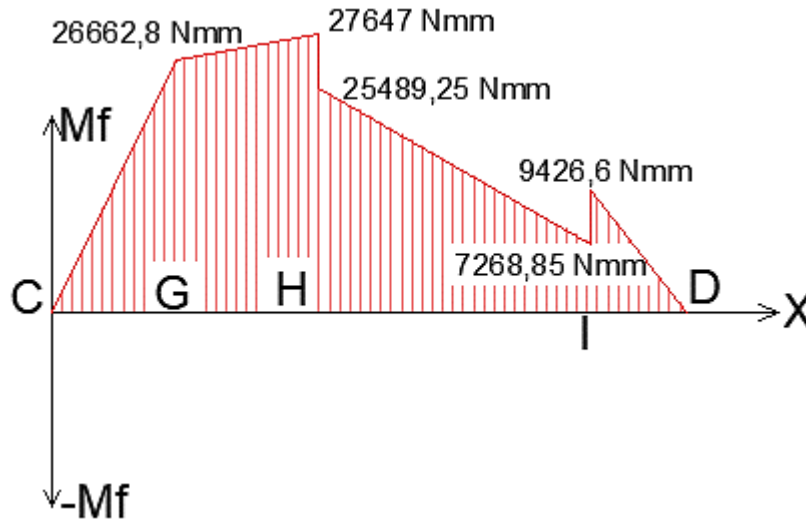


Figura 99-3: Diagrama de momentos flectores de la viga C-D.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Del gráfico se determina que el momento máximo es:

○ $M_{m\acute{a}x} = 27647 \text{ [N. mm]}$

Mediante la ecuación 94-3 se realiza el cálculo del módulo de sección tomando en consideración que el material es acero A36.

Donde:

- $M_{m\acute{a}x} = 27647 \text{ [N. mm]}$
- $S_y = 250 \text{ [Mpa]}$
- $n = 2$

$$S_{xx} \geq \frac{27647 \text{ [N. mm]}}{250 \text{ [N/mm}^2\text{]}/2}$$

$$S_{xx} \geq 0,2212 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Obtenido el módulo de sección y utilizando el catálogo de la Dipac seleccionamos un perfil rectangular cuyas dimensiones son 20x20x2 [mm], el mismo que tiene un módulo de sección de 0,69 [cm³] que es mayor al calculado mostrado en la tabla 68-3.

Tabla 68-3: Perfil estructural seleccionado para la viga C-D.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPELOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72

Fuente: (DIPAC).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$0,69 [cm^3] \geq 0,2212 [cm^3]$$

Recalculamos el factor de seguridad a través de las siguientes ecuaciones:

Cálculo del esfuerzo a flexión:

Mediante la ecuación 196-3 se establece el esfuerzo a flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{2764,7 [Ncm]}{0,69 [cm^3]}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 40,068 [Mpa]$$

Cálculo a cortante:

Mediante la ecuación 197-3 se establece el esfuerzo cortante:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{222,19 [N] * 0,69 [cm^3]}{0,69 [cm^4] * 2 [cm]}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1,11 [Mpa]$$

Reemplazando en la ecuación 198-3 se tiene:

$$\sigma = \sqrt{(40,068 [Mpa])^2 + 3 * (1,11 [Mpa])^2}$$

$$\sigma = 40,11 \text{ [Mpa]}$$

Reemplazando en la ecuación 199-3 se calcula el factor de seguridad:

$$n = \frac{250 \text{ [N]}}{40,11 \text{ [Mpa]}}$$

$$n = 6,23$$

Como $n > 2$ el perfil seleccionado no va a fallar.

- **Viga E-F**

Para el cálculo de la viga E-F (figura 35-3) se la considera como una viga doblemente empotrada y se toma en cuenta el peso de la tabla 69-3.

Tabla 69-3: Pesos de elementos que abarca la viga E-F.

Elemento	Peso (kg)
Sistema de elevación (Asumido)	1,7
Sistema de avance de banda transportadora	13,97
Peso Total	15,67

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Por seguridad se aumenta el 10% de este valor:

$$P_{total} = 15,67 \text{ [kg]} * 1,1 * 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} = 169,095 \text{ [N]}$$

Las cargas de la viga E-F se muestra en la figura 93-3.

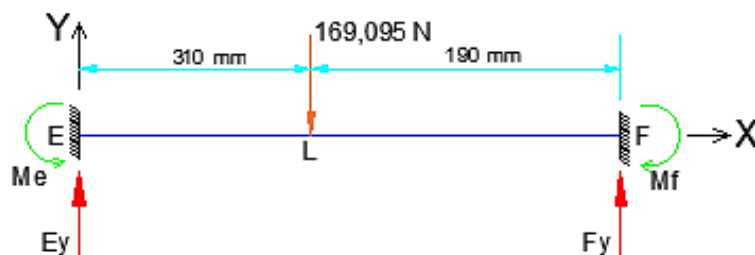


Figura 100-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga E-F.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Cálculo de reacciones en la viga EF

Mediante la ecuación 80-3 y 81-3 se calcula las reacciones en la viga E-F:

$$E_y = \frac{169,095 [N] * (190 [mm])^2}{(500 [mm])^3} (500 [mm] + 2 * (310 [mm]))$$

$$E_y = 54,69 [N]$$

$$F_y = \frac{169,095 [N] * (310 [mm])^2}{(500 [mm])^3} (500 [mm] + 2 * (190 [mm]))$$

$$F_y = 114,4 [N]$$

Cálculo de fuerzas cortantes en la viga E-F

Con la ecuación 86-3 y 87-3 se calcula las fuerzas cortantes en la viga E-F:

$$V_{EL} = 54,69 [N]$$

$$V_{LF} = -114,4 [N]$$

Con los datos anteriores se establece el diagrama de cortantes mostrado en la figura 94-3.

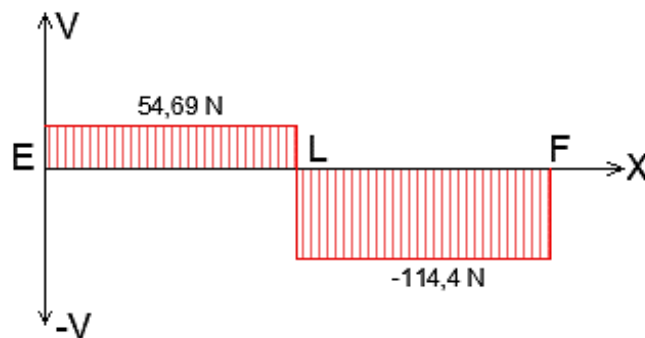


Figura 101-3: Diagrama de fuerzas cortantes de la viga E-F.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Cálculo de momentos en la viga E-F

Con la ecuación 88-3 se calcula los momentos en el tramo E-L, cuyos resultados se indican en la tabla 70-3.

Tabla 70-3: Momentos flectores de la viga E-F en el tramo E-L.

X (mm)	M _x [Nm]
0	-7,57
310	9,37

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Con la ecuación 91-3 se calcula los momentos en el tramo L-F, cuyos resultados se indican en la tabla 71-3.

Tabla 71-3: Momentos flectores de la viga E-F en el tramo L-F.

X (mm)	M _x [Nm]
310	9,37
500	-12,35

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Con los datos anteriores se establece el diagrama de momentos flectores mediante la figura 95-3.

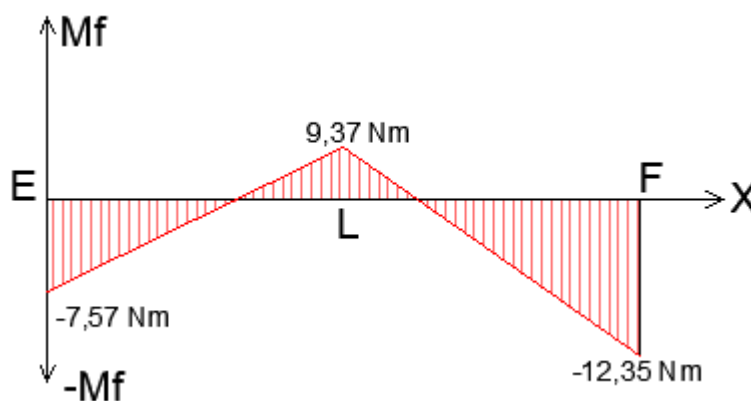


Figura 102-3: Diagrama de momentos flectores de la viga E-F.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Mediante la ecuación 94-3 se realiza el cálculo del módulo de sección tomando en consideración que el material es acero A36.

Donde:

- $M_{\text{máx}} = 12,35 \text{ [Nm]}$

- $S_y = 250 \text{ [Mpa]}$
- $n = 2$

$$S_{xx} \geq \frac{12350 \text{ [Nmm]}}{250 \text{ [N/mm}^2\text{]}/2}$$

$$S_{xx} \geq 0,0988 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Obtenido el módulo de sección y utilizando el catálogo de la Dipac seleccionamos un perfil rectangular cuyas dimensiones son 20x20x2 [mm], el mismo que tiene un módulo de sección de 0,69 [cm³] que es mayor al calculado mostrado en la tabla 72-3.

Tabla 72-3: Perfil estructural seleccionado para la viga E-F.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72

Fuente: (DIPAC).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$0,69 \text{ [cm}^3\text{]} \geq 0,0988 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Recalculamos el factor de seguridad a través de las siguientes ecuaciones:

Cálculo del esfuerzo a flexión:

Mediante la ecuación 196-3 se establece el esfuerzo a flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{1235 \text{ [Ncm]}}{0,69 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 17,9 \text{ [Mpa]}$$

Cálculo a cortante:

Mediante la ecuación 197-3 se establece el esfuerzo cortante:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{114,4 \text{ [N]} * 0,69 \text{ [cm}^3\text{]}}{0,69 \text{ [cm}^4\text{]} * 2 \text{ [cm]}}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,572 \text{ [Mpa]}$$

Reemplazando en la ecuación 198-3 se tiene:

$$\sigma = \sqrt{(17,9 \text{ [Mpa]})^2 + 3 * (0,572 \text{ [Mpa]})^2}$$

$$\sigma = 17,93 \text{ [Mpa]}$$

Reemplazando en la ecuación 199-3 se calcula el factor de seguridad:

$$n = \frac{250 \text{ [N]}}{17,93 \text{ [Mpa]}}$$

$$n = 13,95$$

Como $n > 2$ el perfil seleccionado no va a fallar.

- **Cálculo de estabilidad de la estructura**

Los perfiles para las vigas y columnas se las va a construir de perfil cuadrado estructural los mismos que serán soldados a tope y a filete.

El apoyo para las columnas se las toma respecto a la tabla 25-3, la misma que establecemos rotación libre como lo mostrado en la figura 96-3.

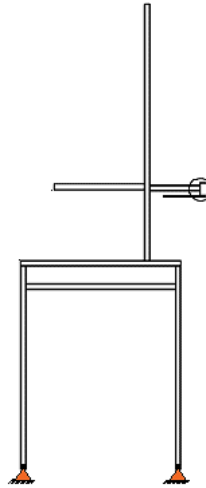


Figura 103-3: Vista lateral de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tomando en consideración las vigas anteriormente calculadas, seleccionamos la columna crítica como se muestra en la figura 97-3, para lo que hay que calcular las reacciones en la viga GH.

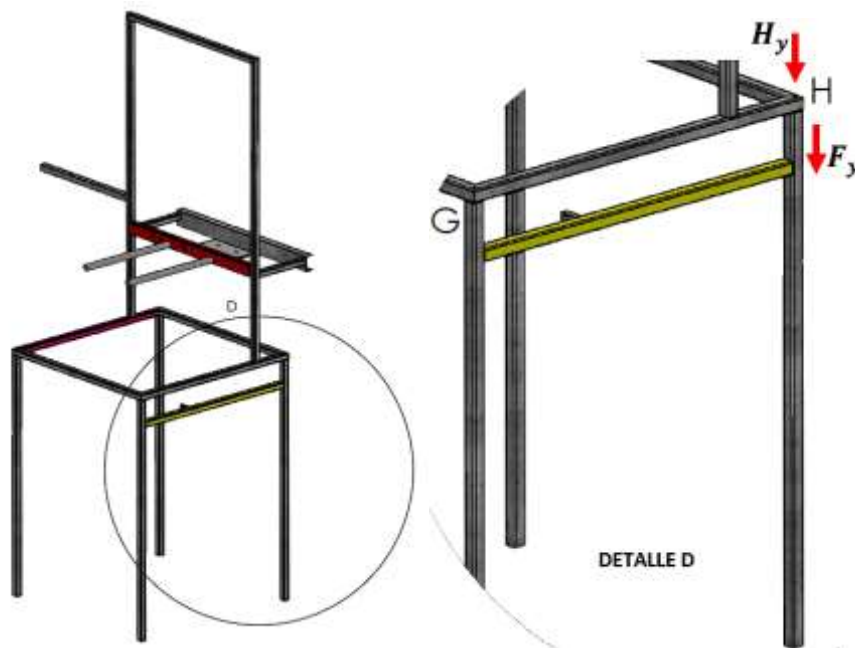


Figura 104-3: Vista de detalle de la viga G-H.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Cálculo de reacciones en la viga GH

Mediante la ecuación 77-3 y 78-3 se calcula las reacciones en la viga GH (figura 98-3):

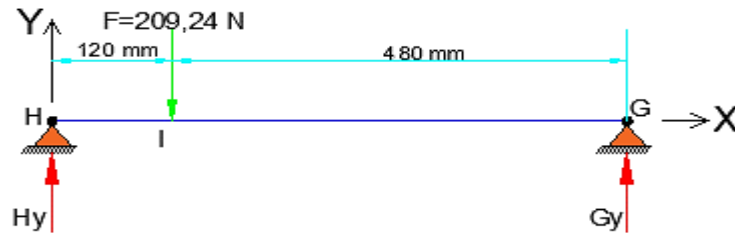


Figura 105-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga G-H.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\sum M_G = 0$$

Considerando positivo s. r. c.

$$209,24 \text{ [N]} * 120 \text{ [mm]} - G_y * 600 \text{ [mm]} = 0$$

$$G_y = 41,848 \text{ [N]}$$

$$\sum F_Y = 0$$

Considerando positivo hacia arriba.

$$G_y + H_y - 209,24 \text{ [N]} = 0$$

$$H_y = 167,392 \text{ [N]}$$

A partir de la figura 97-3 se establece la carga máxima:

$$P = H_y + F_y = 167,392 \text{ [N]} + 114,4 \text{ [N]} = 281,792 \text{ [N]}$$

Este valor permite realizar el análisis de estabilidad de la misma (figura 99-3) con los siguientes datos:

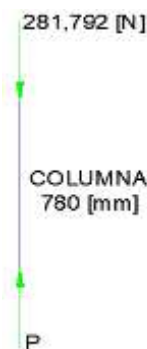


Figura 106-3: Esquema de la carga de compresión en una columna.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- $A_{\text{perfil}} = 1,34 \text{ [cm}^2\text{] [ANEXO H]}$
- $I_x = I_y = 0,69 \text{ [cm}^4\text{] [ANEXO H]}$
- $L = \text{longitud de columna} = 780 \text{ [mm]}$

Mediante la ecuación 95-3 se calcula el esfuerzo a compresión.

$$\sigma_a = \frac{281,792 \text{ [N]}}{1,34 \text{ [cm}^2\text{]}}$$

$$\sigma_a = 2,103 \text{ [MPa]}$$

Se calcula el radio de giro a través de la ecuación 97-3.

$$r = \sqrt{\frac{0,69 \text{ [cm}^4\text{]}}{1,34 \text{ [cm}^2\text{]}}}$$

$$r = 0,7175 \text{ [cm]}$$

El factor k se lo establece en la tabla 25-3, tomando en cuenta que la columna tiene un extremo de rotación fija y traslación fija y el otro extremo rotación fija y traslación libre, lo cual se selecciona un valor teórico del factor de apoyo de 1.

La esbeltez de la columna se calcula mediante la ecuación 96-3.

$$\lambda = \frac{1 * 780 \text{ [mm]}}{0,7175 \text{ [mm]}} < 200$$

$$108,7 < 200$$

Con este valor de esbeltez se busca en la tabla C-36, (ANEXO B) del manual de la AISC y tenemos:

$$F_a = 11,81 \text{ [KSI]} = 81,43 \text{ [MPa]}$$

Según la ecuación 98-1 se determina el índice de trabajo de la columna.

$$I_a = \frac{2,103 \text{ [MPa]}}{81,43 \text{ [MPa]}} = 0,026 \leq 1$$

Se observa que el índice de trabajo es menor que 1, lo que significa que la columna trabaja correctamente sin llegar a la falla por esbeltez.

- **Validación del diseño de la estructura mediante el software ANSYS 2020 V20**



Figura 107-3: Esquema de la estructura de la máquina.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El análisis de cargas y momentos a las que está sometida la estructura (figura 100-3), se lo realizó mediante ANSYS.

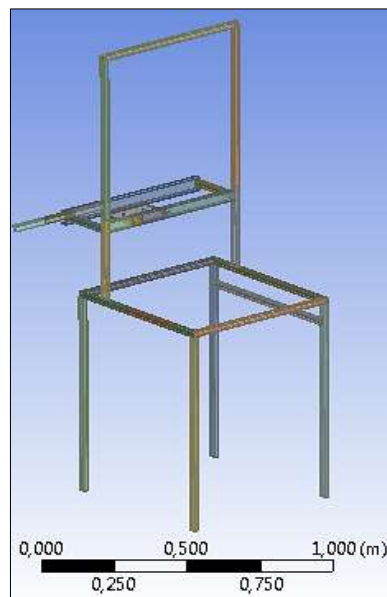
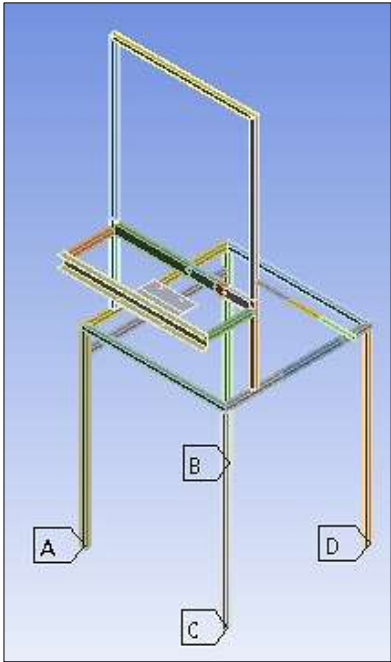
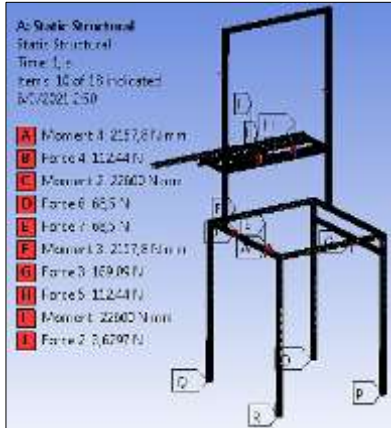



Figura 108-3: Interfaz ANSYS de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La tabla 73-3 nos muestra los parámetros utilizados para simular la estructura en ANSYS (figura 101-3).

Tabla 73-3: Datos para el análisis por MEF para la estructura.

Geometría	Tipo		
	Estructura		
Material	Acero ASTM A36		
Restricciones	Apoyo A	Fixed support	
	Apoyo B	Fixed support	
	Apoyo C	Fixed support	
	Apoyo D	Fixed support	
Cargas			
			<ul style="list-style-type: none"> A Moment: 4,2157,8147 m B Force: 4,11244 (N) C Moment: 2,22602 N/m D Force: 655 (N) E Force: 7,982 (N) F Moment: 3,2157,8147 m G Force: 3,169,06 (N) H Force: 5,11244 (N) I Moment: 2,22602 N/m J Force: 2,6297 (N)
Mallado	Número de nodos	1578516	
	Número de elementos	227960	

	Calidad de malla	0,92	
--	------------------	------	--

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En un primer análisis se realizó el esfuerzo equivalente de Von Mises, para determinar esfuerzos estáticos permisibles en la estructura. El material usado en el bastidor es el acero A36 utilizado en perfiles estructurales, el mismo que encontramos sus propiedades mecánicas en la tabla 61-3.

Mediante el análisis de fallo por Von Mises de la figura 102-3, se establece que el bastidor no supera el límite elástico del acero A36 de 250 MPa, el valor máximo que se genera en la estructura 67,928 Mpa en la unión de la viga C-D con la columna, lo que significa que el perfil estructural seleccionado va a soportar las cargas establecidas y no va a llegar al fallo.

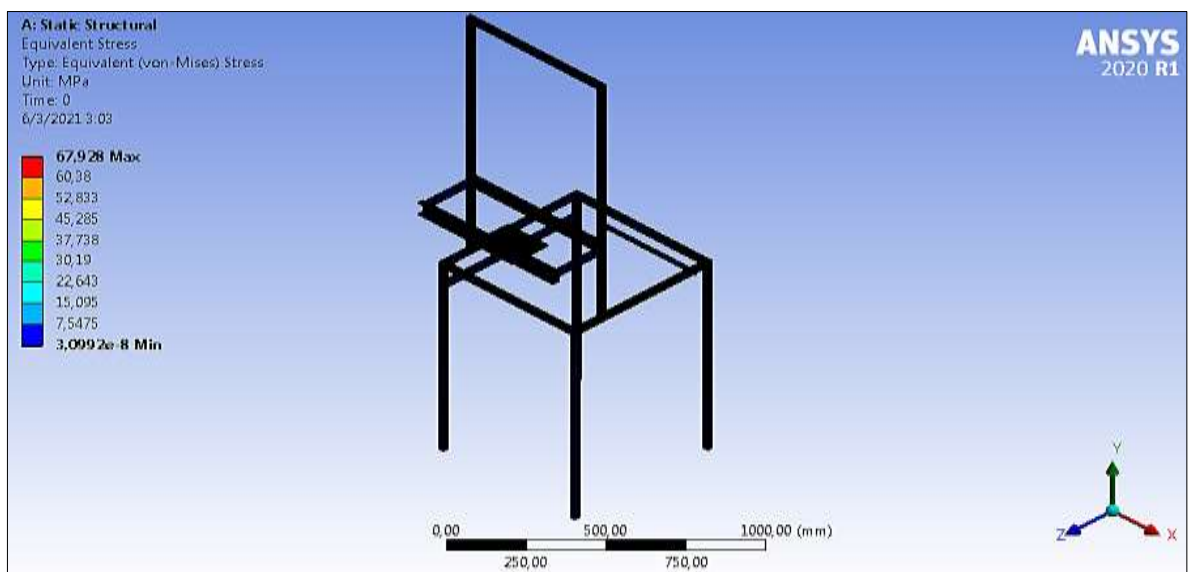


Figura 109-3: Análisis de fallo de la estructura por Von Misses.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En el segundo análisis se realiza el estudio de la deformación total en la estructura. Se tiene como resultado que la deformación del bastidor no supera la gráfica del límite elástico y por lo tanto al momento de retirar las cargas los elementos que conforman el mismo regresarán a su posición inicial. Se observa mediante la figura 103-3 que la deformación máxima es de 0,91733 mm que se representa en la parte superior de la estructura, pero este valor no se toma en cuenta debido a que estas columnas no soportan ningún elemento, por lo que se opta tomar en cuenta tomar la deformación en el elemento crítico en la zona de soldado de la viga A-B, y se obtiene el valor de 0,4462 mm.

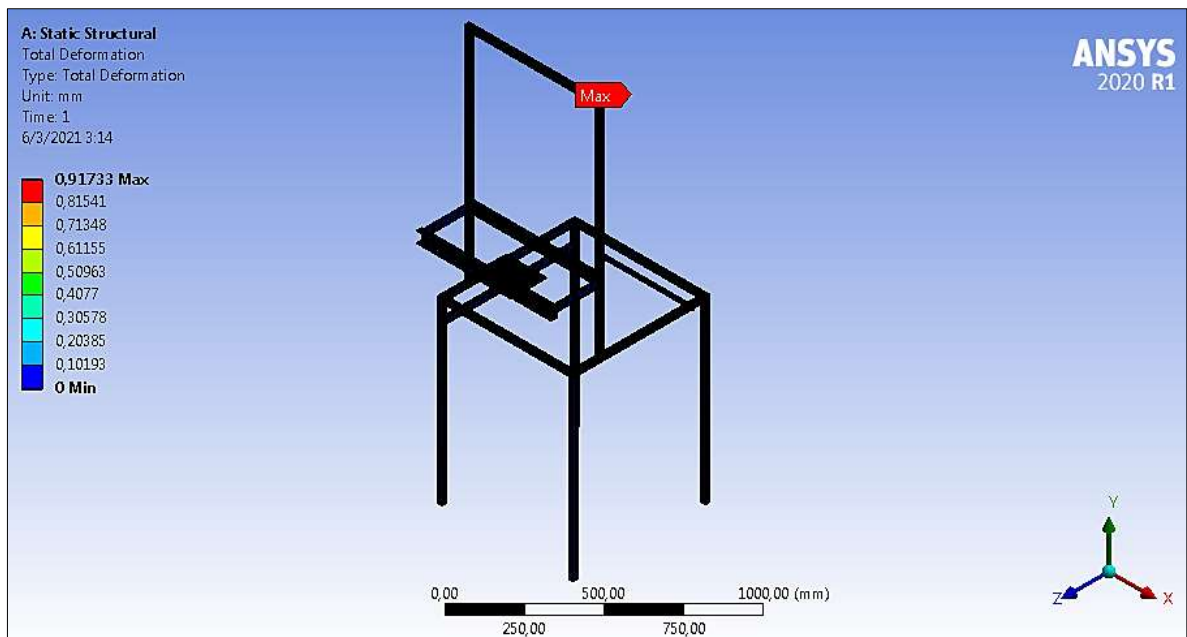


Figura 110-3: Análisis de deformación de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Coefficiente de seguridad en los elementos de la estructura**

Mediante el software Frame Design, el cual es una aplicación que se utiliza para analizar fuerzas en armaduras y estructuras, se realiza el análisis de cada elemento de la estructura (figura 104-3), determinando los diagramas de cortante y momentos.

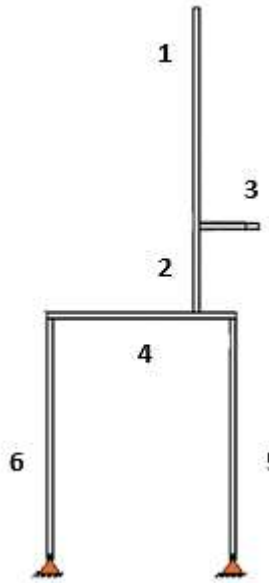


Figura 111-3: Elementos de estudio de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

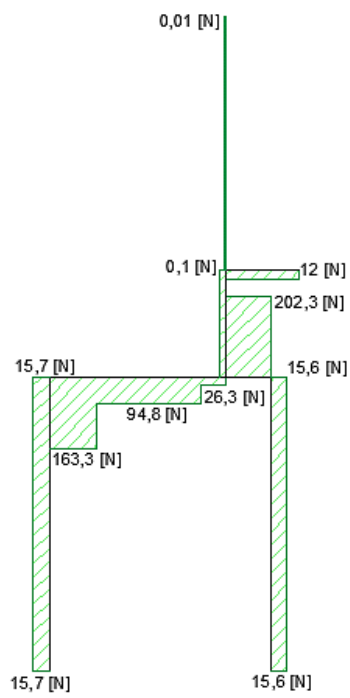


Figura 112-3: Diagrama de fuerza cortante de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

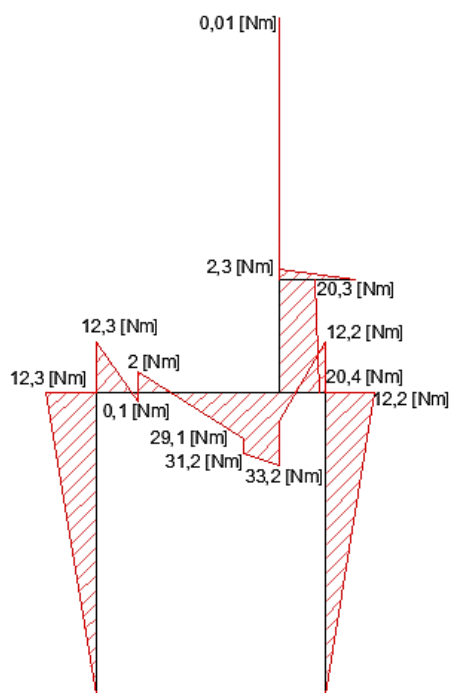


Figura 113-3: Diagrama de momentos flectores de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Mediante la figura 105-3 y 106-3 se determina el esfuerzo máximo en cada elemento (figura 107-3), para posterior calcular el factor de seguridad como se muestra en la tabla 74-3.

Tabla 74-3: Cálculo del coeficiente de seguridad en cada elemento de la estructura.

N°	Fuerza cortante	Momento flector	Esfuerzo flector	Von Mises	Factor de seguridad
	(N)	(Nm)	(N/m ²)	(MPa)	Adimensional
1	0.01	0.01	14.49E+03	0.0800	3125
2	0.1	20.4	29.56E+06	27.4006	9.13
3	12	2.3	3.33E+06	2.8965	86.31
4	202.3	33.2	48.12E+06	42.2234	5.92
5	15.6	12.2	17.68E+06	16.8607	14.83
6	15.7	12.3	17.83E+06	16.7120	14.96

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

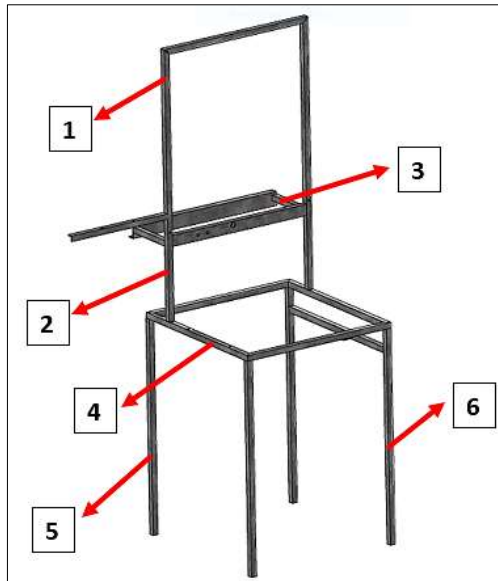


Figura 114-3: Coeficientes de seguridad de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los elementos de mayor importancia de la estructura se muestran en la tabla 75-3, cuyos valores de esfuerzos y coeficientes de seguridad calculados son comparados mediante el M.E.F.

Tabla 75-3: Cálculo del coeficiente de seguridad de las vigas críticas de la estructura.

Elemento	Calculado		M.E.F	
	Von Mises (MPa)	Factor de seguridad	Von Mises (MPa)	Factor de seguridad
Viga A-B	5,6153	44,52	5,556	44,99
Viga C-D	40,11	6,23	43,332	5,769
Viga E-F	17,93	13,95	18,079	13,828

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.12.6. Cálculo del sistema de elevación

En base a la figura 108-3 se establecen los siguientes datos para el cálculo de la altura H2.

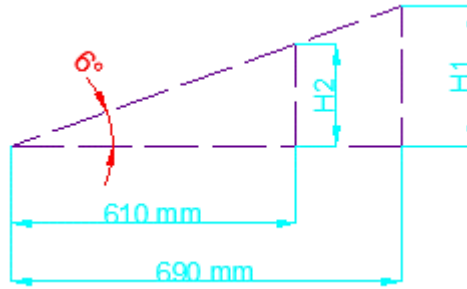


Figura 115-3: Esquema de análisis del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Donde:

- $\alpha =$ asumo un ángulo = 6 [°]
- $a_1 =$ distancia a las boquillas = 610 [mm]
- $a_2 =$ distancia al tornillo de potencia = 690 [mm]
- $H_{2 \text{ máx}} =$ altura máxima asumida (límite para correcta dosificación) = 10 [cm]

Aplicamos relaciones de triángulos:

$$\tan(\alpha) = \frac{H_1}{a_2} \quad (200-3)$$

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{H_1}{H_2} \quad (201-3)$$

Reemplazando en la ecuación 200-3 y 201-3 se tiene:

$$H_1 = \tan(6 [^\circ]) * 690 \text{ [mm]}$$

$$H_1 = 72,52 \text{ [mm]}$$

$$\frac{690 \text{ [mm]}}{610 \text{ [mm]}} = \frac{72,52 \text{ [mm]}}{H_2}$$

$$H_2 = 64,11 \text{ [mm]}$$

Se verifica que la altura H_2 no va a sobrepasar el límite establecido mediante la ecuación 202-3.

$$H_2 < H_2 \text{ máx} \quad (202-3)$$

$$64,11 \text{ [mm]} < 100 \text{ [mm]}$$

3.12.6.1. Cálculo de estabilidad del tornillo de potencia

En base a la figura 25-3 se establece un factor de apoyo **K** para el tornillo de potencia, el mismo que será analizado como efecto columna mediante la siguiente ecuación:

$$L_e = L * k \quad (203-3)$$

Donde:

- L = longitud del tornillo de potencia = 180 [mm]
- L_e = longitud equivalente [mm]
- k = factor de apoyo

Reemplazando en la ecuación 203-3 se tiene:

$$L_e = 180 \text{ [mm]} * 1$$

$$L_e = 180 \text{ [mm]}$$

Se asume una columna intermedia tomando en consideración los datos del tornillo de potencia como se muestra en la tabla 76-3.

Tabla 76-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 1020 HR.

Tornillo de Potencia	Sy	Sut	E
Acero AISI 1020 HR	MPa	MPa	GPa
	210	380	200

Fuente: (C.G.A., 2007).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Asumiendo un coeficiente de seguridad mínimo de 3 para el tornillo calculamos la carga crítica mediante la ecuación 106-3.

$$P_{crí} = 3 * (137 \text{ [N]})$$

$$P_{crí} = 411 [N]$$

Calculamos el coeficiente **a** mediante la ecuación 104-3.

$$a = \frac{(210 [MPa])^2}{4 * \pi^2 * (200x10^3 [MPa])}$$

$$a = 5,5853x10^{-3} [MPa]$$

Se calcula la esbeltez de la columna mediante la ecuación 101-3.

$$\lambda = \frac{180 [mm]}{0,25 (d [mm])}$$

$$\lambda = \frac{720}{d}$$

Hallado los valores anteriores reemplazamos en la ecuación 103-3 para hallar el diámetro requerido del tornillo de potencia.

$$\frac{411 [N]}{\frac{\pi}{4} * d^2} = 210 [MPa] - 5,5853x10^{-3} [MPa] * \left(\frac{720}{d}\right)^2$$

$$d = 4,035 [mm] = 0,16 [in]$$

Se toma por seguridad un diámetro de 0,25 [in] y verificamos si es una columna intermedia mediante las ecuaciones 100-3 y 99-3.

$$\lambda_o = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200x10^3 [MPa]}{210 [MPa]}}$$

$$\lambda_o = 137,11$$

$$\lambda < \lambda_o$$

$$\frac{720}{0,25 [in] * \frac{25,4 [mm]}{1 [in]}} < 137,11$$

$$113,39 < 137,11$$

Efectivamente es una columna intermedia por lo que se recalcula el coeficiente de seguridad mediante la ecuación 105-3.

$$\frac{n * 137 [N]}{\frac{\pi}{4} * \left(0,25 [in] * \frac{25,4 [mm]}{1 [in]}\right)^2} = 210 [MPa] - 5,5853x10^{-3} [MPa] * \left(\frac{720}{6,35 [mm]}\right)^2$$

$$n = 31,94$$

Como $n > 3$ no hay problema de pandeo de la columna.

3.12.6.2. Cálculo del tornillo de potencia

Tomando en consideración que el tornillo va a tener rosca trapezoidal, un diámetro exterior de 6.35 [mm] y 16 el número de hilos para esta rosca (ANEXO C), se calcula las relaciones del tornillo de potencia a través de las ecuaciones 107-3 a la 113-3, y se obtiene los siguientes datos:

- $d_e = 6,35 [mm]$
- $d_c = 6,35 [mm]$
- $p = 1,6 [mm]$
- $d_m = 5,55 [mm]$
- $d_n = 4,75 [mm]$
- $d_t = 5,15 [mm]$
- $\rho = 1,6 [mm]$
- $\lambda = 5,24 [^\circ]$
- $u_c = 0,15$
- $u = 0,15$

Obtenidos los valores anteriores se calcula el torque de subida y de bajada mediante la ecuación 114-3 y 115-3.

$$T_s = \frac{137 [N] * 5,55 [mm]}{2} \left(\frac{0,15 * \pi * 5,55 [mm] * \sec(14,5^\circ) + 1,6 [mm]}{\pi * 5,55 [mm] - 0,15 * 1,6 [mm] * \sec(14,5^\circ)} \right) + \frac{137 [N] * 6,35 [mm] * 0,15}{2}$$

$$T_s = 160,39 \text{ [Nmm]}$$

$$T_b = \frac{137 \text{ [N]} * 5,55 \text{ [mm]}}{2} \left(\frac{0,15 * \pi * 5,55 \text{ [mm]} * \sec(14,5^\circ) - 1,6 \text{ [mm]}}{\pi * 5,55 \text{ [mm]} + 0,15 * 1,6 \text{ [mm]} * \sec(14,5^\circ)} \right) + \frac{137 \text{ [N]} * 6,35 \text{ [mm]} * 0,15}{2}$$

$$T_b = 89,61 \text{ [Nmm]}$$

- **Caso estático**

Mediante la ecuación 118-3 se calcula el coeficiente de seguridad estático.

$$\sqrt{\left(\frac{4 * 137 \text{ [N]}}{\pi * (5,15 \text{ [mm]})^2} \right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 160,39 \text{ [Nmm]}}{\pi * (5,15 \text{ [mm]})^3} \right)^2} = \frac{210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 17,11$$

- **Caso dinámico**

Para el caso dinámico calculamos los esfuerzos a torsión mediante las ecuaciones 121-3 y 122-3.

$$\tau_a = \frac{\frac{16 * 160,39 \text{ [Nmm]}}{\pi * (5,15 \text{ [mm]})^3} + \frac{16 * 89,61 \text{ [Nmm]}}{\pi * (5,15 \text{ [mm]})^3}}{2}$$

$$\tau_a = 4,66 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_m = \frac{\frac{16 * 160,39 \text{ [Nmm]}}{\pi * (5,15 \text{ [mm]})^3} - \frac{16 * 89,61 \text{ [Nmm]}}{\pi * (5,15 \text{ [mm]})^3}}{2}$$

$$\tau_m = 1,32 \text{ [MPa]}$$

Se calcula los esfuerzos a compresión mediante las ecuaciones 126-3 y 125-3.

$$\sigma_a = 0$$

$$\sigma_m = \frac{4 * 137 [N]}{\pi * (5,15 [mm])^2}$$

$$\sigma_m = 6,58 [MPa]$$

Para los esfuerzos combinados utilizamos las ecuaciones 130-3 y 131-3.

$$\sigma_{eq-a} = \sqrt{(0)^2 + 3 * (4,66 [MPa])^2}$$

$$\sigma_{eq-a} = 8,071 [MPa]$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{(6,58 [MPa])^2 + 3 * (1,32 [MPa])^2}$$

$$\sigma_{eq-m} = 6,97 [MPa]$$

El límite a fatiga se calcula mediante la ecuación 127-3.

$$S_e = 0,814 * \frac{1}{4,6} * 0,45 * (380 [MPa])$$

$$S_e = 30,26 [MPa]$$

Para el factor de seguridad dinámico se ocupa la ecuación 132-3.

$$\frac{8,071 [MPa]}{30,26 [MPa]} + \frac{6,97 [MPa]}{210 [MPa]} = \frac{1}{n}$$

$$n = 3,33$$

Como $n > 3$ el tornillo de potencia no va a fallar.

- **Auto bloqueo del tornillo**

El auto bloqueo se calcula a través de la ecuación 134-3.

$$0,15 > (\tan 5,24 [^\circ]) * \cos 14,5^\circ$$

$$0,15 > 0,089$$

El tornillo es auto asegurante con el fin que la fuerza ejercida al levantar el peso de la banda transportadora no se regrese.

3.12.6.3. Cálculo de la tuerca

Para el cálculo de la tuerca se utilizará un coeficiente mínimo de 6 y se la calculará mediante tres esfuerzos:

A cizalla se la calcula mediante la ecuación 135-3.

$$\frac{2 * 137 [N]}{\pi * 6,35 [mm] * H} = \frac{210 [MPa]}{6}$$

$$H = 0,79 [mm]$$

A aplastamiento se la calcula mediante la ecuación 137-3.

$$\frac{4 * 1,6 [mm] * 137 [N]}{\pi * ((6,35 [mm])^2 - (4,75 [mm])^2) * H} = \frac{210 [MPa]}{6}$$

$$H = 0,45 [mm]$$

A flexión se la calcula mediante la ecuación 138-3.

$$\frac{6 * 137 [N]}{\pi * 5,55 [mm] * H} = \frac{210 [MPa]}{6}$$

$$H = 1,35 [mm]$$

Se toma el mayor, pero como se observa son valores pequeños, en este caso se estima un valor para la altura de la tuerca de $H = 5 [mm]$ y recalculando el factor de seguridad se tiene de $n = 22,27$

3.12.6.4. Cálculo del esfuerzo de apoyo o aplastamiento

El esfuerzo de apoyo o aplastamiento se lo va a realizar en el agujero del pistón del sistema de elevación como se muestra en la figura 109-3.

El esquema de la superficie analizar es la siguiente:

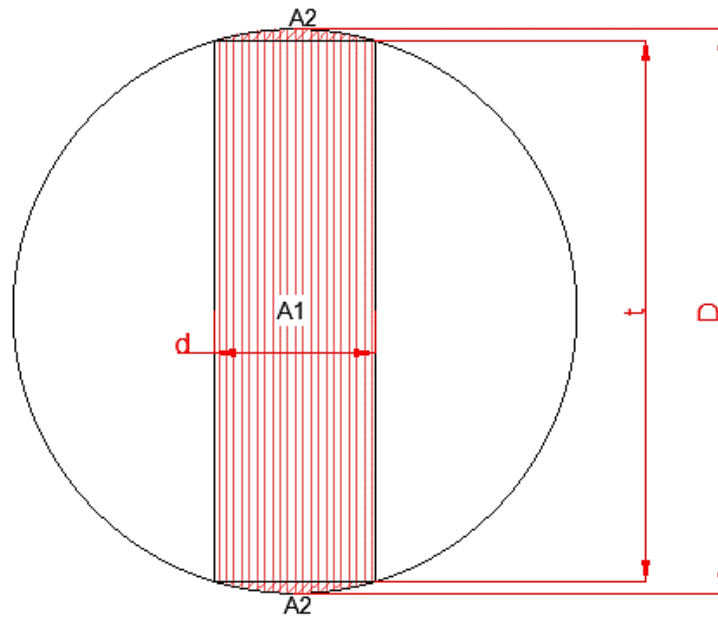


Figura 116-3: Área de contacto del eje sobre el pistón.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Donde:

- D = diámetro del pistón = 25 [mm]
- d = diámetro de eje de soporte = 13 [mm]

De la figura 109-3 se establece el siguiente gráfico:

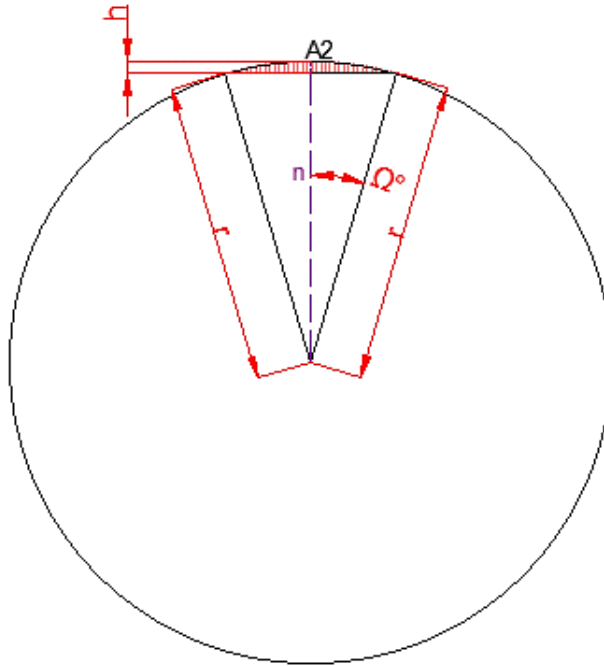


Figura 117-3: Segmento circular de análisis.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

De la figura 110-3 se halla las ecuaciones 204-3 y 205-3.

$$\text{sen}(\Omega) = \frac{d}{D} \quad (204-3)$$

$$\text{cos}(\Omega) = \frac{n}{D/2} \quad (205-3)$$

$$D = 2 * n + 2 * h \quad (206-3)$$

Reemplazando en la ecuación 204-3 se tiene:

$$\Omega = \text{sen}^{-1}\left(\frac{13 [mm]}{25 [mm]}\right)$$

$$\Omega = 31,33 [^\circ]$$

Reemplazando en la ecuación 205-3 se tiene:

$$n = \text{cos}(31,33) * \frac{25 [mm]}{2}$$

$$n = 10,68 [mm]$$

Reemplazando en la ecuación 206-3 se tiene:

$$h = \frac{25 [mm] - 2 * 10,68 [mm]}{2}$$

$$h = 1,82 [mm]$$

Para hallar el A_2 se la realiza mediante la siguiente ecuación:

$$A_2 = \frac{r^2}{2} (2\Omega - \text{sen}(2\Omega)) \quad (207-3)$$

Donde:

- A_2 = área del segmento circular [mm^2]
- r = radio circular [mm]
- Ω = ángulo central [rad]

Reemplazando en la ecuación 207-3 se tiene:

$$A_2 = \frac{(12,5 [mm])^2}{2} (2 * (0,5468 [rad]) - \text{sen}(2 * (0,5468 [rad])))$$

$$A_2 = 20,37 [mm^2]$$

Para hallar el A_1 se la realiza mediante la siguiente ecuación:

$$A_1 = 2 * n * d \quad (208-3)$$

Reemplazando en la ecuación 208-3 se tiene:

$$A_1 = 2 * 10,68 [mm] * 13 [mm]$$

$$A_1 = 277,68 [mm^2]$$

Para hallar el esfuerzo de apoyo o aplastamiento se lo calcula mediante la ecuación 141-3.

$$\sigma_a = \frac{137 [N]}{277,68 [mm^2] + 2 * 20,37 [mm^2]}$$

$$\sigma_a = 0,43 [MPa]$$

Para el cálculo del factor de seguridad se necesita el límite de fluencia del material, en este caso el pistón es de grilón por lo que se tomará las propiedades de la tabla 53-3.

Reemplazando en la ecuación 142-3 se tiene:

$$n = \frac{44,145 [MPa]}{0,43 [MPa]}$$

$$n = 102,60$$

Como $n > 2$ el pistón no va a fallar.

3.12.7. *Cálculo de elementos mecánicos*

3.12.7.1. *Brazo soporte del sistema de elevación*

El brazo soporte (figura 111-3), es diseñado para soportar el peso del sistema de elevación que al mismo tiempo sostiene el peso del sistema de avance de la banda transportadora para que los sistemas tengan un óptimo funcionamiento.

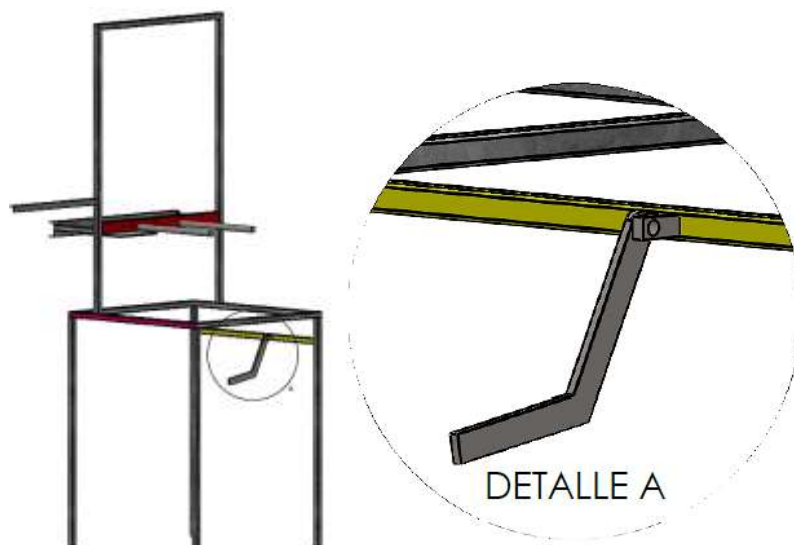


Figura 118-3: Vista de detalle del brazo soporte del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Este brazo está sometido a la fuerza ejercida del sistema de avance y elevación por lo que se tiene una carga de $F = 169,095 \text{ [N]}$ como lo establecido en la tabla 69-3, la misma que se la verifica en la figura 112-3.

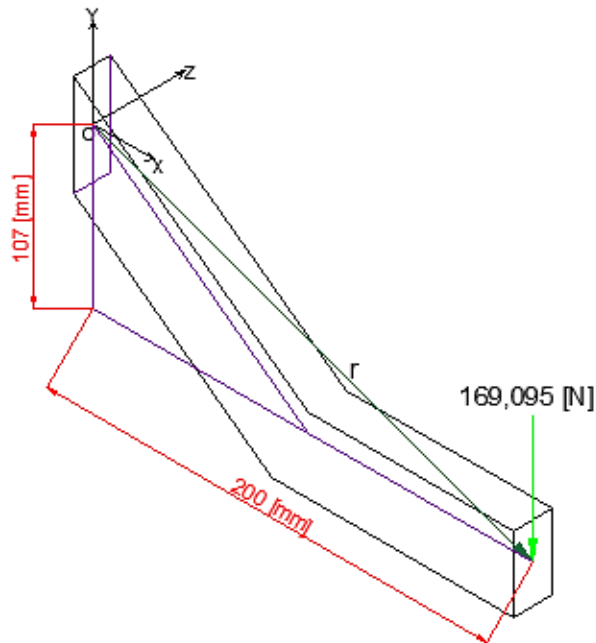


Figura 119-3: Diagrama de cuerpo libre del brazo soporte del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para el diseño se debe trasladar todas las fuerzas hacia el punto de origen (O) como se muestra en la figura 113-3, y a través del producto cruz se establece los momentos como se verifica mediante la ecuación 209-3.

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} \quad (209-3)$$

Donde:

- \vec{M} = vector momento [Nmm]
- \vec{r} = radio vector = $(200 \vec{i} - 107 \vec{j} + 0 \vec{k})$ [mm]
- \vec{F} = fuerza = $(0 \vec{i} - 169,095 \vec{j} + 0 \vec{k})$ [N]

Reemplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 200 & -107 & 0 \\ 0 & -169,095 & 0 \end{vmatrix} [Nmm]$$

$$\vec{M} = (0\vec{i} - 0\vec{j} - 33819\vec{k}) [Nmm]$$

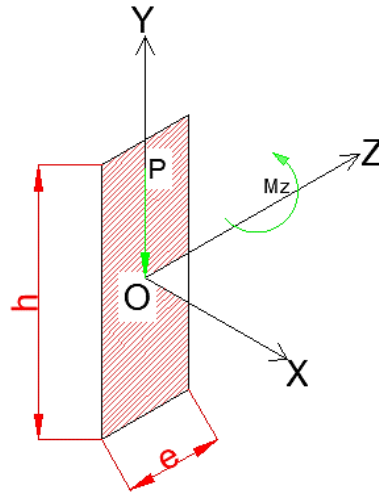


Figura 120-3: Diagrama del brazo soporte del sistema de elevación plano X-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 113-3 se verifica el tipo de esfuerzo aplicado en la placa, mediante la tabla 77-3.

Tabla 77-3: Esfuerzos del brazo soporte del sistema de elevación.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte
M_z	Flexión no circular

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 145-3 se obtiene el esfuerzo a corte.

$$\tau_c = \frac{169,095 [N]}{e * h}$$

Con la ecuación 147-3 se halla el esfuerzo a flexión no circular.

$$\sigma_f = \frac{33819 \text{ [Nmm]} * \frac{h}{2}}{\frac{1}{12} * e * h^3}$$

$$\sigma_f = \frac{202914}{e * h^2}$$

Aplicando la ecuación 153-3, asumiendo un factor de seguridad mínimo de 2 y una relación de las dimensiones $H/e = 3$, se halla las dimensiones de la barra.

Tomando en consideración que el material de la barra es acero AISI 1020 HR, sus propiedades se encuentran en la tabla 76-3.

$$\sqrt{\left(\frac{608742}{h^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{507,285}{h^2}\right)^2} = \frac{210 \text{ [MPa]}}{2}$$

$$h = 18 \text{ [mm]}; e = 6 \text{ [mm]}$$


Para mayor seguridad se cambia las dimensiones a $h = 21 \text{ [mm]}$ y $e = 7 \text{ [mm]}$ y recalculamos el factor de seguridad $n = 3,19$

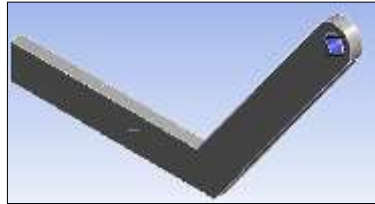
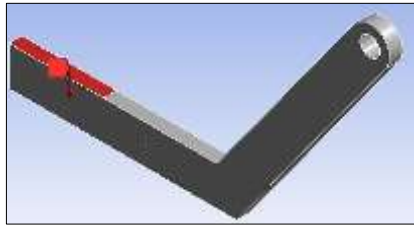
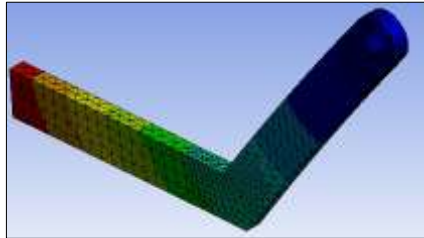
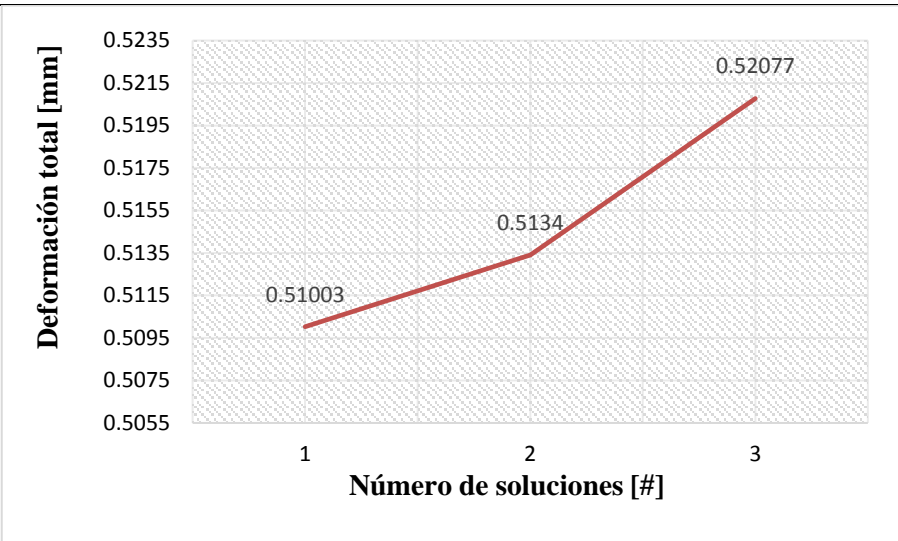
Como $n > 2$ el brazo soporte no va a fallar.

- **Análisis por MEF para el brazo soporte del sistema de elevación**

Una vez diseñado el brazo soporte del sistema de elevación, validamos los resultados mediante un análisis por método de elemento finito (MEF), comparando los resultados obtenidos numericamente con los datos analíticos del software, para concluir que su diseño sea aceptable, cuyos datos para la simulación se establece en la tabla 78-3.

Tabla 78-3: Datos para el análisis por MEF para el brazo soporte del sistema de elevación.

Geometría	Tipo	
	Superficie	
Material	Acero AISI 1020 HR	

Restricciones	Apoyo O	Fixed support									
Cargas	Fuerza A	$F_y = 169,095 [N]$									
Mallado	Número de nodos	8696									
	Número de elementos	4866									
	Calidad de la malla	0,97									
Convergencia 0,28 %											
<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg); font-weight: bold; margin-right: 10px;">Deformación total [mm]</div>  </div> <table border="1" style="margin-top: 10px; width: 100%; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>Número de soluciones [#]</th> <th>Deformación total [mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0.51003</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0.5134</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0.52077</td> </tr> </tbody> </table>				Número de soluciones [#]	Deformación total [mm]	1	0.51003	2	0.5134	3	0.52077
Número de soluciones [#]	Deformación total [mm]										
1	0.51003										
2	0.5134										
3	0.52077										

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los resultados de las simulaciones se verifican mediante las figuras 114-3, 115-3 y 116-3.

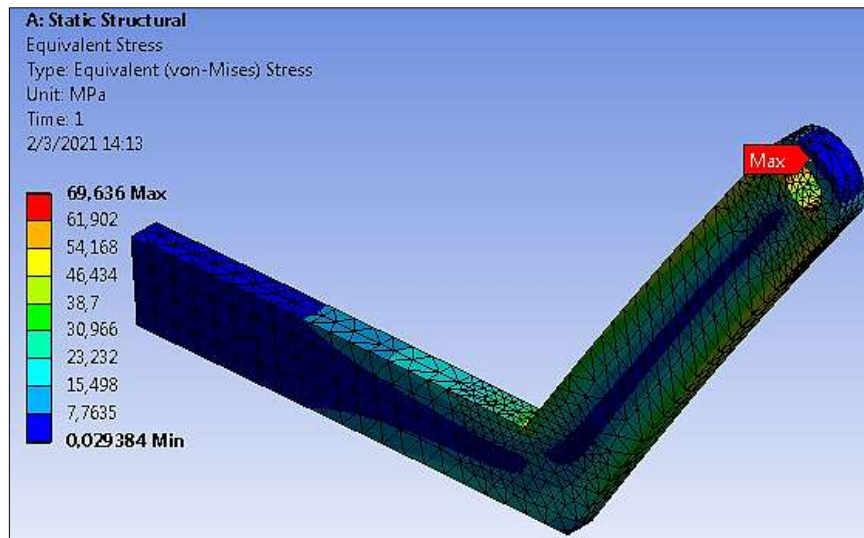


Figura 121-3: Análisis de fallo del brazo soporte del sistema de elevación por Von Misses.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

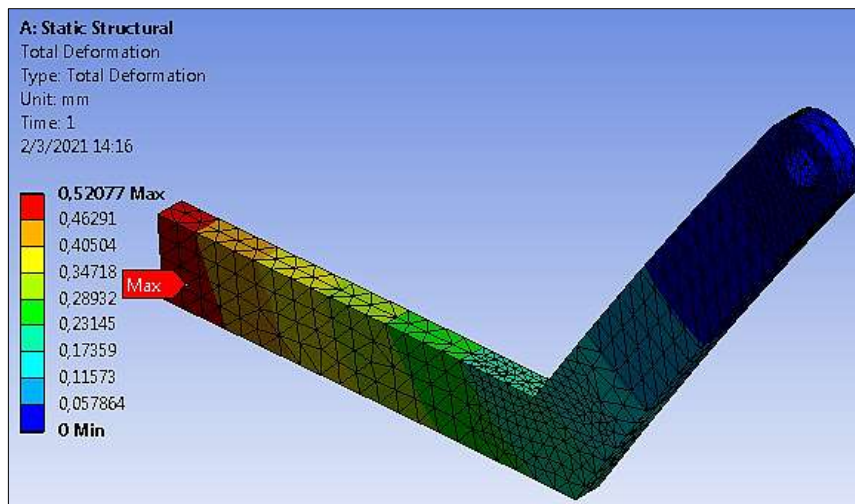


Figura 122-3: Análisis de deformación del brazo soporte del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

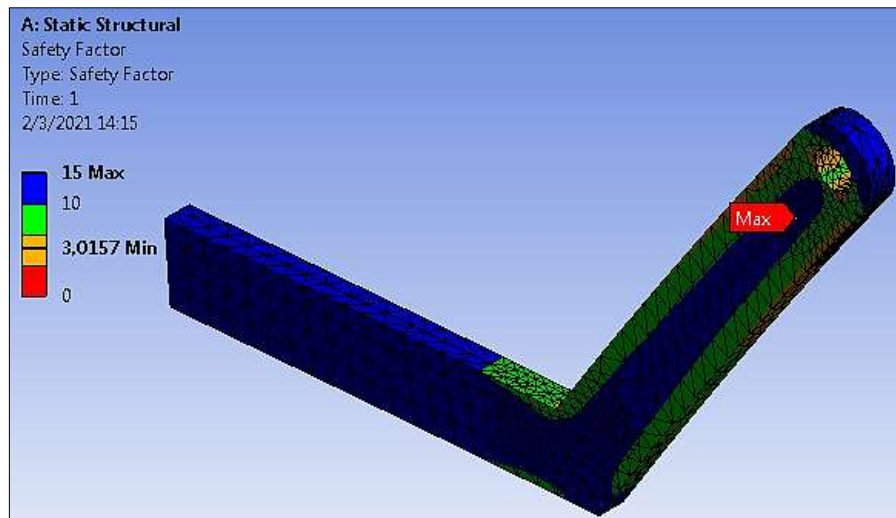


Figura 123-3: Análisis de factor de seguridad del brazo soporte del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Una vez simulado el brazo soporte del sistema de elevación se observa todos los resultados, por lo cual se procede a comparar las soluciones numéricas y analíticas del esfuerzo equivalente de Von Mises, lo que nos da el siguiente error relativo porcentual:

$$\% \text{ Error} = \frac{|\text{Esfuerzo numérico} - \text{Esfuerzo analítico}|}{\text{Esfuerzo analítico}} \quad (210-3)$$

$$\% \text{Error} = \frac{|65,762 \text{ [MPa]} - 69,636 \text{ [MPa]}|}{69,636 \text{ [MPa]}}$$

$$\text{Error} = 5,56 \%$$

La comparación de los esfuerzos mediante la ecuación 210-3 nos da una diferencia del 5,56 %, lo que significa que está dentro del rango adecuado (5% – 6%), para que su diseño sea aceptable (Balmaceda, y otros, 2018).

3.12.7.2. Agarre del sistema de elevación

El agarre del sistema de elevación (figura 117-3), es diseñado para ajustar el brazo soporte al mismo, que permitirá que el sistema de avance de la banda transportadora se encuentre al nivel de referencia (horizontal).

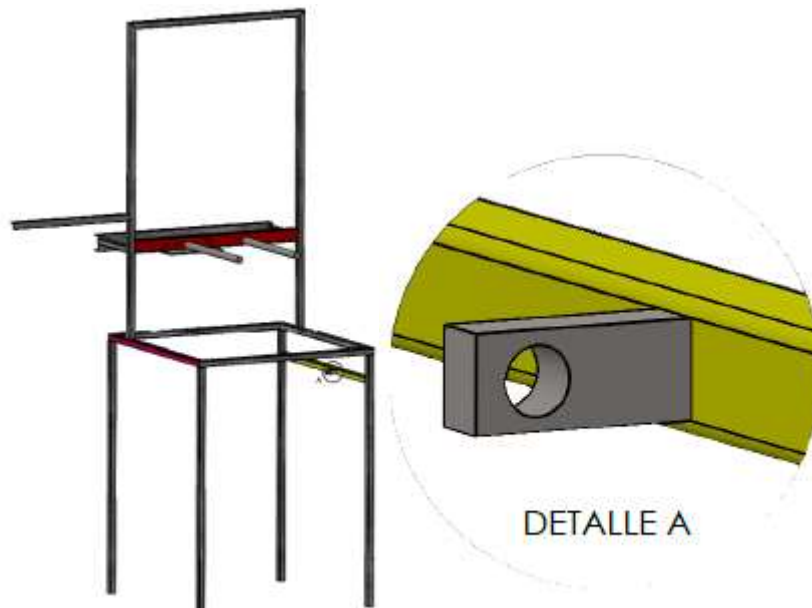


Figura 124-3: Detalle del agarre del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Este agarre está sometido a la fuerza ejercida del sistema de avance y elevación por lo que se tiene una carga de $F = 169,095 \text{ [N]}$, la misma que se la verifica en la figura 118-3.

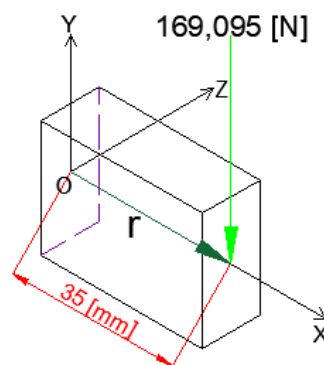


Figura 125-3: Diagrama de cuerpo libre del agarre del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para el diseño se debe trasladar todas las fuerzas hacia el punto de origen (O) como se muestra en la figura 119-3, y a través de la ecuación 209-3 calculamos los momentos que actúan en la barra.

$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 35 & 0 & 0 \\ 0 & -169,095 & 0 \end{vmatrix} \text{ [Nmm]}$$

$$\vec{M} = (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 5918,325 \vec{k}) \text{ [Nmm]}$$

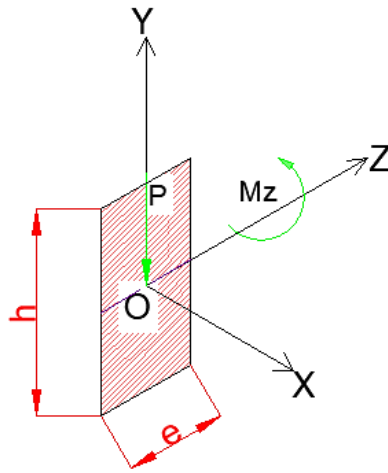


Figura 126-3: Diagrama de cuerpo libre del agarre del sistema de elevación plano Z-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 119-3 se verifica que tipo de esfuerzo se aplica en el agarre, los mismos que se muestran en la tabla 79-3.

Tabla 79-3: Esfuerzos del agarre del sistema de elevación.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte
M_z	Flexión no circular

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 145-3 se obtiene el esfuerzo a corte.

$$\tau_c = \frac{169,095 [N]}{e * h}$$

Con la ecuación 147-3 se halla el esfuerzo a flexión no circular.

$$\sigma_{nf} = \frac{5918,325 [Nmm] * \frac{h}{2}}{\frac{1}{12} * e * h^3}$$

$$\sigma_{nf} = \frac{35509,95}{e * h^2}$$

Aplicando la ecuación 153-3, asumiendo un factor de seguridad mínimo de 2 y una relación de las dimensiones $h/e = 1.5$, se halla las dimensiones de la barra.

Tomando en consideración que el material de la barra es acero AISI 1020 HR, sus propiedades se encuentran en la tabla 76-3.

$$\sqrt{\left(\frac{53264,925}{h^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{253,6425}{h^2}\right)^2} = \frac{210 \text{ [MPa]}}{2}$$

$$h = 8 \text{ [mm]}; e = 5,33 \text{ [mm]}$$

Para mayor seguridad se cambia las dimensiones a $h = 15 \text{ [mm]}$ y $e = 10 \text{ [mm]}$ y recalculamos el factor de seguridad $n = 13,2$

Como $n > 2$ el agarre no va a fallar.

3.12.7.3. Eje de soporte del sistema de llenado y dosificado

El eje de soporte (figura 120-3), es diseñado para soportar el sistema de llenado y dosificado.

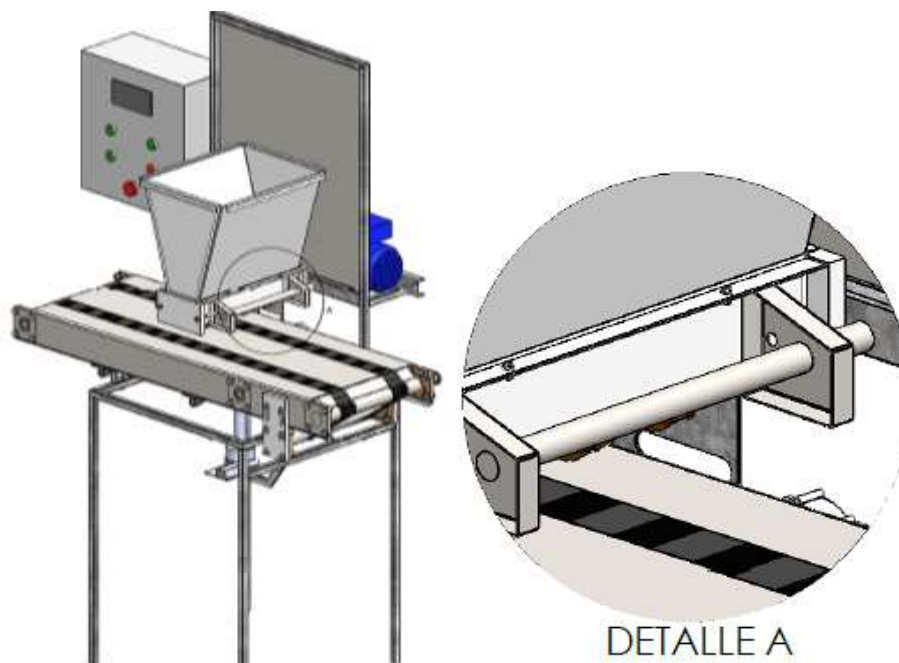


Figura 127-3: Detalle del eje soporte del sistema de llenado.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Este eje está sometido a dos fuerzas ejercidas del sistema de llenado y abastecimiento, la misma que tiene un valor de $F = 56,22 \text{ [N]}$ cada fuerza, la misma que se la verifica en la figura 121-3.

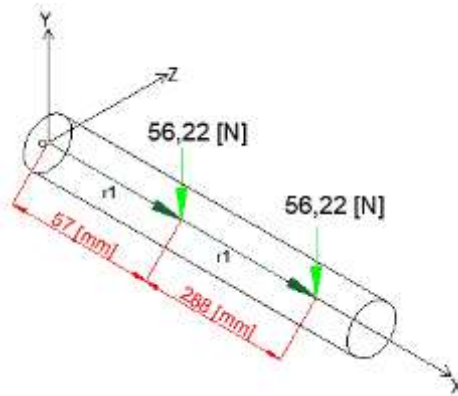


Figura 128-3: Diagrama de cuerpo libre del eje soporte del sistema de llenado.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para el diseño se debe trasladar todas las fuerzas hacia el punto de origen (O) como se muestra en la figura 122-3, y a través de la ecuación 209-3 calculamos los momentos que actúan en el eje.

$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 57 & 0 & 0 \\ 0 & -56,22 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 345 & 0 & 0 \\ 0 & -56,22 & 0 \end{vmatrix} \text{ [Nmm]}$$

$$\vec{M} = (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 3204,54 \vec{k}) + (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 19395,9 \vec{k}) \text{ [Nmm]}$$

$$\vec{M} = (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 22600,44 \vec{k}) \text{ [Nmm]}$$

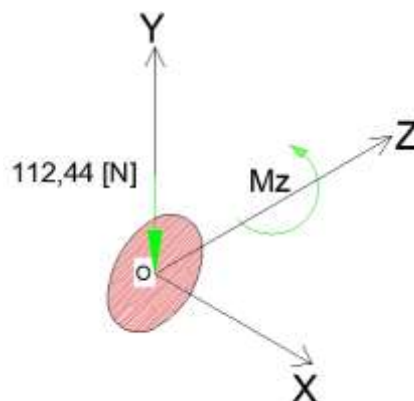


Figura 129-3: Diagrama de cuerpo libre del eje soporte del sistema de llenado plano Z-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 122-3 se verifica que tipo de esfuerzo se aplica en el eje de soporte del sistema de llenado, cuyos resultados se muestran en la tabla 80-3.

Tabla 80-3: Esfuerzos del eje de soporte del sistema de llenado.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte
M_z	Flexión circular

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 145-3 se obtiene el esfuerzo a corte.

$$\tau_c = \frac{112,44 [N]}{\frac{\pi}{4} * d^2}$$

$$\tau_c = \frac{143,16}{d^2}$$

Con la ecuación 146-3 se halla el esfuerzo a flexión circular.

$$\sigma_f = \frac{32 * 22600,44 [Nmm]}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{230206,19}{d^3}$$

Tomando en consideración que el material del eje es acero inoxidable 304, sus propiedades se encuentran en la tabla 45-3.

$$\sqrt{\left(\frac{230206,19}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{143,16}{d^2}\right)^2} = \frac{205 [MPa]}{2}$$

$$d = 13,1 [mm]$$

Para mayor seguridad se cambia las dimensiones a $d = 20 [mm]$ y recalculamos el factor de seguridad $n = 7,12$

Como $n > 2$ el eje de soporte no va a fallar.

3.12.8. Cálculo de juntas soldadas

Para la selección correcta del metal de aporte para la soldadura (Electrodo) se debe seguir una serie de consejos:

- Se debe seleccionar un electrodo que coincida con las propiedades de composición y resistencia del metal el cuál será la base.
- Buscar el tipo de electrodo adecuado a la superficie que se soldará.
- Si se trabaja con chapas entre 1 y 2 [mm] de espesor, usualmente se utiliza electrodos de 1,6 [mm] de diámetro.
- Si se trabaja con acero grueso, usualmente se utiliza electrodos de 2,5 [mm], 3,25 [mm], o 4 [mm] de diámetro.
- Se puede utilizar electrodos de rutilo (6013), en el caso de que las uniones de soldaduras no deban soportar grandes esfuerzos (WESTARCO).
- Los tipos de electrodos que se pueden utilizar tanto para aceros al carbono y aceros inoxidable se especifica en el ANEXO I.
- El factor de seguridad mínimo para soldaduras en aceros A36 es de 2,21 a 4,06 según (Norton, 2011).

Las propiedades de los metales de aporte seleccionados para la soldadura se establecen en la tabla 81-3.

Tabla 81-3: Propiedades de los metales de aporte para la soldadura.

Tipo de acero	Norma	Número de electrodo (AWS)	Resistencia a la tensión (MPA)	Resistencia a la fluencia (MPA)
Acero al carbono	AWS 5.1	E6011	434	359
Acero inoxidable	AWS 5.4	E308L - 15	517	-

Fuente: (WESTARCO).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.12.8.1. Soldadura viga E-F

Los extremos de la viga E-F se encuentran soldados por lo cual es necesario en uno de sus extremos realizar el análisis de soldadura (figura 123-3).

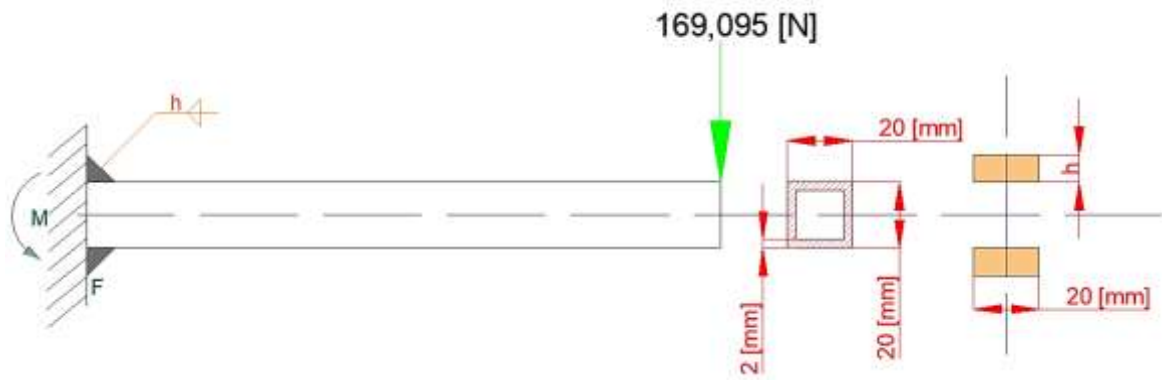


Figura 130-3: Viga E-F soldada sometida a flexión.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El diagrama de cuerpo libre se establece en la figura 124-3.

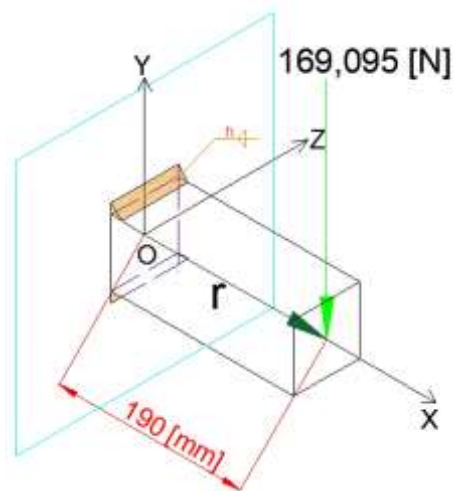


Figura 131-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga E-F soldada.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 209-3, se halla los momentos aplicados al perfil.

$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 190 & 0 & 0 \\ 0 & -169,095 & 0 \end{vmatrix} [Nmm]$$

$$\vec{M} = (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 32128,05 \vec{k}) [Nmm]$$

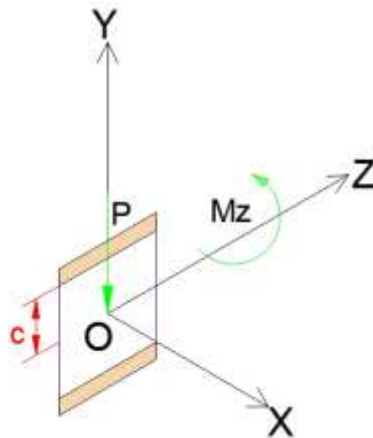


Figura 132-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga E-F soldada plano Z-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 125-3 se verifica que tipo de esfuerzo se aplica en el perfil, cuyos resultados se establecen en la tabla 82-3.

Tabla 82-3: Esfuerzos de soldadura aplicados a la viga E-F.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte primario
M_z	Flexión secundaria

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 157-3 se obtiene el esfuerzo a corte primario.

$$\tau' = \frac{169,095 [N]}{1,414 * h * (20 [mm])}$$

$$\tau' = \frac{5,98}{h}$$

Con la ecuación 161-3 se halla el esfuerzo a flexión secundaria.

$$\tau_f'' = \frac{32128,05 [Nmm] * 10 [mm]}{0,707 * h * 4000 [mm^3]}$$

$$\tau_f'' = \frac{113,6}{h}$$

Mediante la ecuación 162-3 se calcula el esfuerzo cortante total.

$$\tau = \sqrt{\left[\frac{5,98}{h}\right]^2 + \left[\frac{113,6}{h}\right]^2}$$

$$\tau = \frac{113,76}{h}$$

Se calcula la longitud del cateto de la soldadura (h) con la ecuación 156-3, tomando en cuenta un factor de seguridad mínimo de 2.

El material para la estructura es acero ASTM A36, por lo que se utilizará un electrodo revestido para aceros al carbono de la tabla 81-3.

$$\frac{113,76}{h} = \frac{0,5 * 359 \text{ [MPa]}}{2}$$

$$h = 1,27 \text{ [mm]}$$

Por motivo de seguridad se aproxima este valor a $h = 3 \text{ [mm]}$, y recalculamos su factor de seguridad que nos da $n = 4,73$

Como $n > 2$ el perfil no va a fallar.

3.12.8.2. Soldadura viga A-B

Los extremos de la viga A-B se encuentran soldados por lo cual es necesario en uno de sus extremos realizar el análisis de soldadura (figura 126-3).

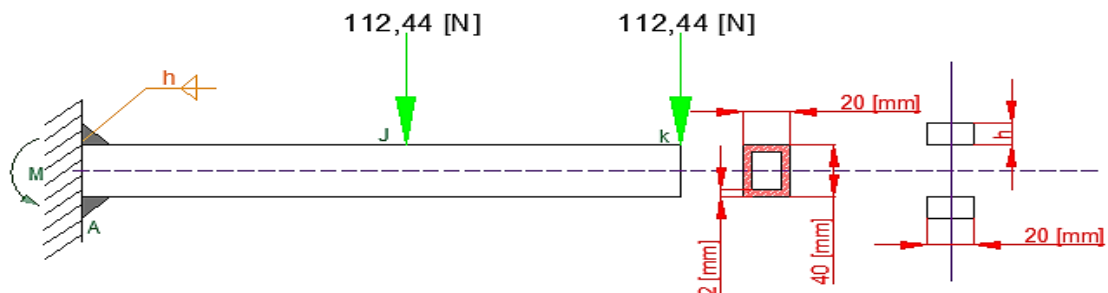


Figura 133-3: Viga A-B soldada sometida a flexión.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El diagrama de cuerpo libre se establece en la figura 127-3.

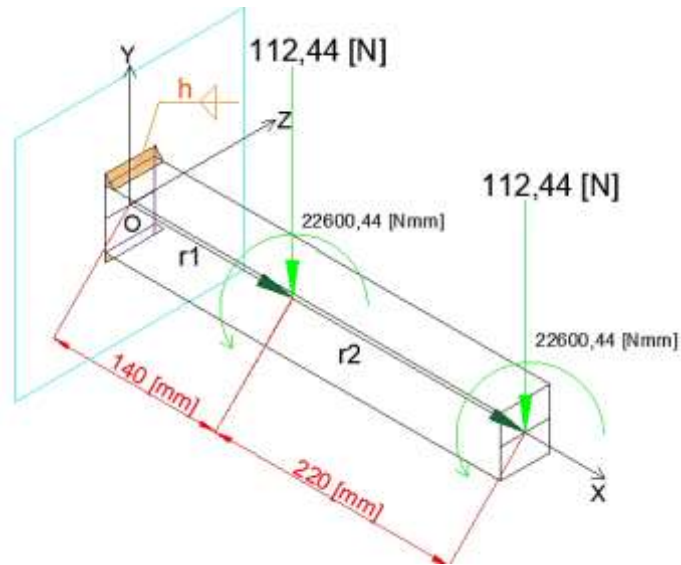


Figura 134-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga A-B soldada.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 209-3, se halla los momentos aplicados al perfil.

$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 140 & 0 & 0 \\ 0 & -112,44 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 360 & 0 & 0 \\ 0 & -112,44 & 0 \end{vmatrix} [Nmm]$$

$$\vec{M} = (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 15741,6 \vec{k}) + (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 40478,4 \vec{k}) [Nmm]$$

$$\vec{M} = (0 \vec{i} - 0 \vec{j} - 56220 \vec{k}) [Nmm]$$

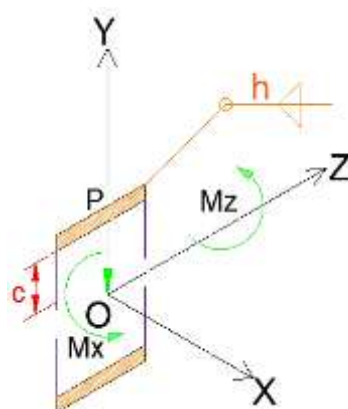


Figura 135-3: Diagrama de cuerpo libre de la viga A-B soldada plano Z-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 128-3 se verifica que tipo de esfuerzo se aplica en el perfil, cuyos resultados se establecen en la tabla 83-3.

Tabla 83-3: Esfuerzos de soldadura aplicados a la viga A-B.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte primario
M_z	Flexión secundaria
M_x	torsión secundaria

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 157-3 se obtiene el esfuerzo a corte primario.

$$\tau' = \frac{224,88 [N]}{1,414 * h * (20 [mm])}$$

$$\tau' = \frac{7,952}{h}$$

Con la ecuación 158-3 y mediante la figura 129-3 se halla el esfuerzo a torsión secundaria en el punto crítico 1.

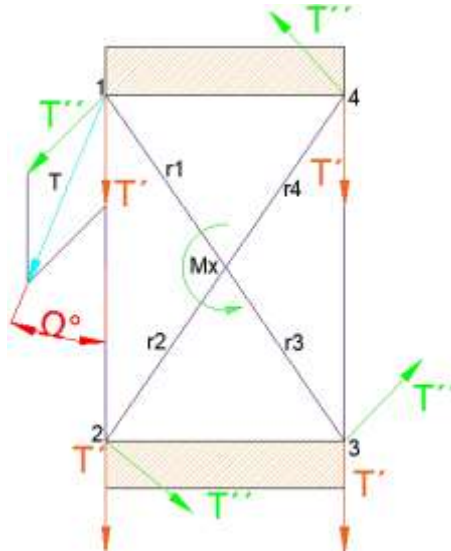


Figura 136-3: Diagrama de torsión de la viga A-B soldada.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$\tau'' = \frac{45200,88 [Nmm] * 22,36 [mm]}{0,707 * h * 17333,33 [mm^3]}$$

$$\tau'' = \frac{82,47}{h}$$

Se halla la primera resultante de esfuerzo cortante mediante la ecuación 211-3.

$$T = \sqrt{(\tau'' * \cos\Omega)^2 + (\tau' + \tau'' * \sen\Omega)^2} \quad (211-3)$$

Donde:

- T = primera resultante de esfuerzo cortante [MPa]
- τ' = esfuerzo a corte primario [MPa]
- τ'' = esfuerzo a torsión secundaria [MPa]

$$T = \sqrt{\left(\frac{82,47}{h} * \cos(70,48^\circ)\right)^2 + \left(\frac{7,952}{h} + \frac{82,47}{h} * \sen(70,48^\circ)\right)^2}$$

$$T = \frac{90}{h}$$

Con la ecuación 161-3 se halla el esfuerzo a flexión secundaria.

$$\tau_f'' = \frac{56220 \text{ [Nmm]} * 20 \text{ [mm]}}{0,707 * h * 16000 \text{ [mm}^3\text{]}}$$

$$\tau_f'' = \frac{99,4}{h}$$

Mediante la ecuación 162-3 se calcula el esfuerzo cortante total.

$$\tau = \sqrt{\left[\frac{90}{h}\right]^2 + \left[\frac{99,4}{h}\right]^2}$$

$$\tau = \frac{134,1}{h}$$

Se calcula la longitud del cateto de la soldadura (h) con la ecuación 156-3, tomando en cuenta un factor de seguridad mínimo de 2.

El material para la estructura es acero ASTM A36, por lo que se utilizará un electrodo revestido para aceros al carbono de la tabla 81-3.

$$\frac{134,1}{h} = \frac{0,5 * 359 [MPa]}{2}$$

$$h = 1,5 [mm]$$

Por motivo de seguridad se aproxima este valor a $h = 3 [mm]$, y recalculamos su factor de seguridad que nos da $n = 4,01$

Como $n > 2$ el perfil no va a fallar.

3.12.8.3. Soldadura agarre sistema de elevación

En base a la figura 118-3 se realiza el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 130-3.

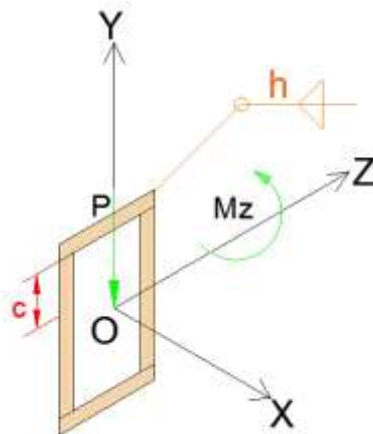


Figura 137-3: Diagrama de cuerpo libre de la soldadura del agarre del sistema de elevación en el plano Z-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 130-3 se verifica que tipo de esfuerzo se aplica en el agarre, cuyos resultados se establecen en la tabla 84-3.

Tabla 84-3: Esfuerzos de soldadura aplicados al agarre del sistema de elevación.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte primario
M_z	Flexión secundaria

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 157-3 se obtiene el esfuerzo a corte primario.

Donde:

- $\vec{M}_z = -5918,324 \vec{k}$ [Nmm]
- $\vec{P} = -169,095 \vec{j}$ [Nmm]
- $h = 15$ [mm]
- $e = 10$ [mm]

$$\tau' = \frac{169,095 [N]}{1,414 * h * (15 [mm] + 10 [mm])}$$

$$\tau' = \frac{4,78}{h}$$

Con la ecuación 161-3 se halla el esfuerzo a flexión secundaria.

$$\tau_f'' = \frac{5918,324 [Nmm] * 7,5 [mm]}{0,707 * h * \frac{(15 [mm])^2}{6} * (3 * 10 [mm] + 15 [mm])}$$

$$\tau_f'' = \frac{34,20}{h}$$

Mediante la ecuación 162-3 se calcula el esfuerzo cortante total.

$$\tau = \sqrt{\left[\frac{4,78}{h}\right]^2 + \left[\frac{34,20}{h}\right]^2}$$

$$\tau = \frac{34,53}{h}$$

Se calcula la longitud del cateto de la soldadura (h) con la ecuación 156-3, tomando en cuenta un factor de seguridad mínimo de 2.

El material para el agarre es acero AISI 1020 HR, por lo que se utilizará un electrodo revestido para aceros al carbono de la tabla 81-3.

$$\frac{34,53}{h} = \frac{0,5 * 359 [MPa]}{2}$$

$$h = 0,39 [mm]$$

Por motivo de seguridad se aproxima este valor a $h = 3 [mm]$, y recalculamos su factor de seguridad que nos da $n = 15,59$

Como $n > 2$ el agarre no va a fallar.

Posteriormente se verifica el factor de seguridad de la soldadura mediante ANSYS 2020 R1, dando como resultado 14,928 mostrado en la figura 131-3.

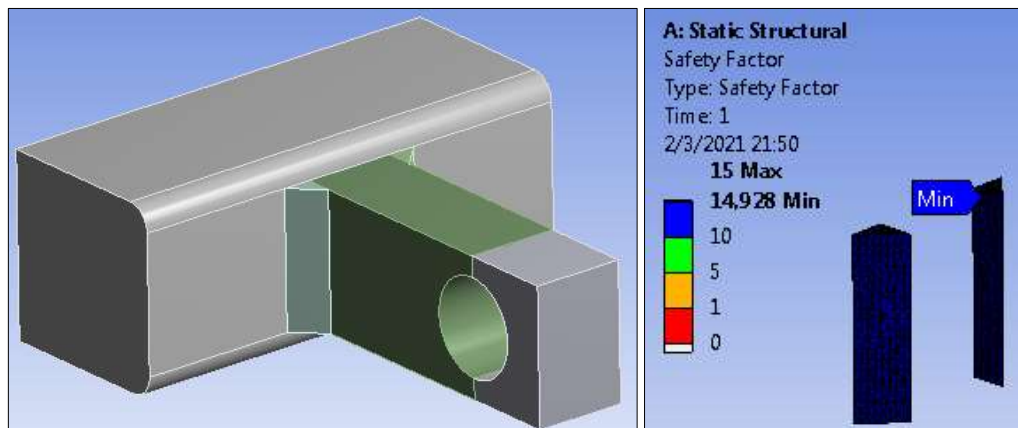


Figura 138-3: Factor de seguridad de la soldadura del agarre del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Calculando el error relativo porcentual del factor de seguridad se tiene:

$$\%Error = \frac{|15,59 - 14,928|}{14,928}$$

$$Error = 4,43 \%$$

La comparación de los factores de seguridad nos da un porcentaje del 4,43 %, lo que significa que está dentro del rango adecuado, para que la soldadura no vaya a fallar.

Este resultado también significa que el cálculo realizado a mano toma en cuenta toda la periferia de soldadura, mientras que en la simulación se tomó en consideración solo los lados de la misma, en consecuencia, simulado tendría un valor inferior al calculado.

3.12.8.4. Soldadura eje de soporte del sistema de llenado y dosificado

En base a la figura 121-3 se realiza el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 132-3.

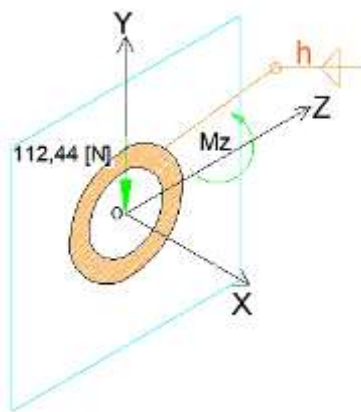


Figura 139-3: Diagrama de cuerpo libre de la soldadura del eje de soporte del sistema de llenado en el plano Z-Y.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Analizando la figura 132-3 se verifica que tipo de esfuerzo se aplica en el eje de soporte del sistema de llenado, cuyos resultados se establecen en la tabla 85-3.

Tabla 85-3: Esfuerzos de soldadura aplicados en el eje de soporte del sistema de llenado.

Tipo	Esfuerzo
F_y	Corte primario
M_z	Flexión secundaria

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Aplicando la ecuación 157-3 se obtiene el esfuerzo a corte primario.

Donde:

- $\vec{M}_z = -22600,44 \vec{k}$ [Nmm]
- $\vec{P} = -112,44 \vec{j}$ [Nmm]
- $d = 20$ [mm]

$$\tau' = \frac{112,44 [N]}{1,414 * \pi * h * 10 [mm]}$$

$$\tau' = \frac{2,53}{h}$$

Con la ecuación 161-3 se halla el esfuerzo a flexión secundaria.

$$\tau_f'' = \frac{22600,44 [Nmm] * 10 [mm]}{0,707 * h * \pi * (10 [mm])^3}$$

$$\tau_f'' = \frac{101,75}{h}$$

Mediante la ecuación 162-3 se calcula el esfuerzo cortante total.

$$\tau = \sqrt{\left[\frac{2,53}{h}\right]^2 + \left[\frac{101,75}{h}\right]^2}$$

$$\tau = \frac{101,78}{h}$$

Se calcula la longitud del cateto de la soldadura (h) con la ecuación 156-3, tomando en cuenta un factor de seguridad mínimo de 2.

El material para el eje es acero inoxidable 304, por lo que se utilizará un electrodo revestido para aceros inoxidables de la tabla 81-3.

$$\frac{101,78}{h} = \frac{0,5 * 359 [MPa]}{2}$$

$$h = 1,134 [mm]$$

Por motivo de seguridad se aproxima este valor a $h = 3$ [mm], y recalculamos su factor de seguridad que nos da $n = 5,29$

Como $n > 2$ el eje soporte del sistema de llenado no va a fallar.

Posteriormente se verifica el factor de seguridad de la soldadura mediante ANSYS 2020 R1, dando como resultado 5,5485 mostrado en la figura 133-3.

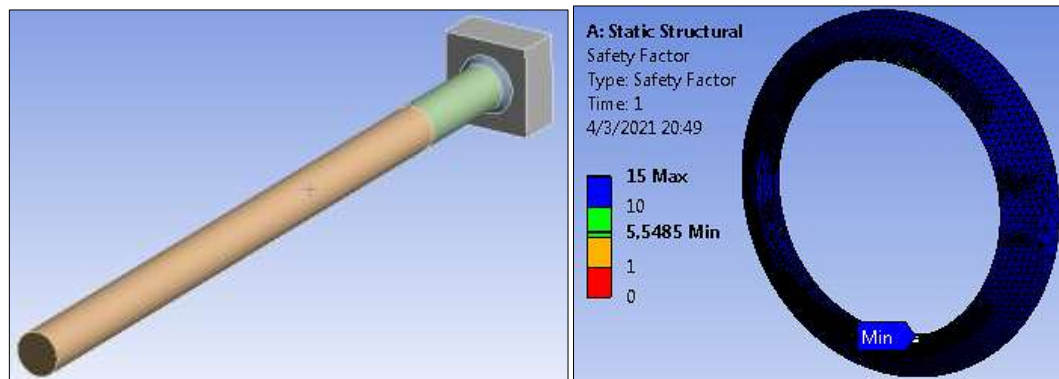


Figura 140-3: Factor de seguridad de la soldadura del eje de soporte del sistema de llenado.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Calculando el error relativo porcentual del factor de seguridad se tiene:

$$\%Error = \frac{|5,29 - 5,5485|}{5,5485}$$

$$Error = 4,65 \%$$

La comparación de los factores de seguridad nos da un porcentaje del 4,65 %, lo que significa que está dentro del rango adecuado, para que la soldadura no vaya a fallar.

3.12.9. Cálculo de chavetas

3.12.9.1. Chaveta (Motorreductor – Eje motriz del sistema de dosificado)

Aplicando la ecuación 163-3 hallamos el **esfuerzo a corte**.

Donde:

- $T = 43686,8$ [Nmm]

- $d = 18$ [mm]
- $w = 6$ [mm]
- $l = \frac{3,5*d}{2} = 31,5$ [mm]

$$\tau = \frac{2 * 43686,8 \text{ [Nmm]}}{18 \text{ [mm]} * 6 \text{ [mm]} * 31,5 \text{ [mm]}}$$

$$\tau = 25,68 \text{ [MPa]}$$

Para evitar la falla se ocupa la ecuación 164-3, tomando en consideración que el material de la chaveta es acero AISI 1020 HR, donde sus propiedades se encuentran en la tabla 76-3.

$$25,68 \text{ [MPa]} = \frac{0,5 * 210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 4,088$$

Aplicando la ecuación 165-3 hallamos el **esfuerzo a compresión**.

Donde:

- $h = 6$ [mm]

$$\tau = \frac{4 * 43686,8 \text{ [Nmm]}}{18 \text{ [mm]} * 6 \text{ [mm]} * 31,5 \text{ [mm]}}$$

$$\tau = 51,37 \text{ [MPa]}$$

Para evitar la falla se ocupa la ecuación 166-3.

$$51,37 \text{ [MPa]} = \frac{210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 4,088$$

Como $n > 2$ la chaveta no va a fallar ni a corte ni a compresión.

3.12.9.2. *Chaveta (Eje motriz del sistema de avance de la banda transportadora – Piñón)*

Aplicando la ecuación 163-3 hallamos el **esfuerzo a corte**.

Donde:

- $T = 10000$ [Nmm]
- $d = 14$ [mm]
- $w = 5$ [mm]
- $l = 15$ [mm]

$$\tau = \frac{2 * 10000 \text{ [Nmm]}}{14 \text{ [mm]} * 5 \text{ [mm]} * 7,5 \text{ [mm]}}$$

$$\tau = 38,09 \text{ [MPa]}$$

Para evitar la falla se ocupa la ecuación 164-3.

$$38,09 \text{ [MPa]} = \frac{0,5 * 210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 2,756$$

Aplicando la ecuación 165-3 hallamos el **esfuerzo a compresión**.

Donde:

- $h = 5$ [mm]

$$\tau = \frac{4 * 10000 \text{ [Nmm]}}{14 \text{ [mm]} * 5 \text{ [mm]} * 7,5 \text{ [mm]}}$$

$$\tau = 76,19 \text{ [MPa]}$$

Para evitar la falla se ocupa la ecuación 166-3.

$$76,19 \text{ [MPa]} = \frac{210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 2,756$$

Como $n > 2$ la chaveta no va a fallar ni a corte ni a compresión.

3.12.9.3. Chaveta (Sistema de elevación de la banda transportadora – Piñón)

Aplicando la ecuación 163-3 hallamos el **esfuerzo a corte**.

Donde:

- $T = 1000$ [Nmm]
- $d = 6$ [mm]
- $w = 2$ [mm]
- $l = 8$ [mm]

$$\tau = \frac{2 * 1000 \text{ [Nmm]}}{6 \text{ [mm]} * 2 \text{ [mm]} * 4 \text{ [mm]}}$$

$$\tau = 41,67 \text{ [MPa]}$$

Para evitar la falla se ocupa la ecuación 164-3.

$$41,67 \text{ [MPa]} = \frac{0,5 * 210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 2,52$$

Aplicando la ecuación 165-3 hallamos el **esfuerzo a compresión**.

Donde:

- $h = 2$ [mm]

$$\tau = \frac{4 * 1000 \text{ [Nmm]}}{6 \text{ [mm]} * 2 \text{ [mm]} * 4 \text{ [mm]}}$$

$$\tau = 83,33 \text{ [MPa]}$$

Para evitar la falla se ocupa la ecuación 166-3.

$$83,33 \text{ [MPa]} = \frac{210 \text{ [MPa]}}{n}$$

$$n = 2,52$$

Como $n > 2$ la chaveta no va a fallar ni a corte ni a compresión.

3.12.10. *Cálculo de tolerancias*

3.12.10.1. *Eje banda transportadora y rodamiento*

El agujero seleccionado tiene un diámetro nominal de 20 [mm] con un valor de tolerancia IT 6 a 7 que viene a ser el número de calidad para la fabricación mecánica de precisión. En este caso se desea obtener un ajuste incierto del sistema de agujero único. Seleccionamos una zona de tolerancia en base a la norma DIN 7154 de H7 (ANEXO F) para el agujero único con j6 en base a la norma DIN 7155 (ANEXO F) para el eje.

La selección del tipo de ajuste es en base a la tabla 9.8 del prontuario de máquinas de Larburu [ANEXO J].

A continuación, se detalla el juego máximo y apriete máximo mediante las ecuaciones 169-3 y 167-3.

$$20 \frac{\text{H7}}{\text{j6}} = \left(\begin{array}{c} +21 \\ 0 \\ +9 \\ -4 \end{array} \right)$$

$$\text{Juego máximo} = 20,021 - 20,004 = \mathbf{0,017 \text{ [mm]}}$$

$$\text{Apriete máximo} = 20,009 - 20,000 = \mathbf{0,009 \text{ [mm]}}$$

3.12.10.2. *Eje motriz sistema de dosificación y motorreductor*

En este caso se desea obtener un ajuste incierto del sistema de agujero único.

Se detalla el apriete máximo y apriete mínimo mediante las ecuaciones 167-3 y 168-3.

$$18 \frac{\text{H}8}{\square 9} = \begin{pmatrix} +27 \\ 0 \\ 0 \\ -43 \end{pmatrix}$$

$$\text{Apriete máximo} = 18,000 - 18,000 = \mathbf{0 \text{ [mm]}}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 18,043 - 18,027 = \mathbf{0,016 \text{ [mm]}}$$

3.12.10.3. Eje banda transportadora y piñón

En este caso se desea obtener un ajuste con apriete del sistema de agujero único.

Se detalla el apriete máximo y mínimo mediante las ecuaciones 167-3 y 168-3.

$$14 \frac{\text{H}8}{\text{h}9} = \begin{pmatrix} +27 \\ 0 \\ 0 \\ -43 \end{pmatrix}$$

$$\text{Apriete máximo} = 14,000 - 14,000 = \mathbf{0 \text{ [mm]}}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 14,043 - 14,027 = \mathbf{0,016 \text{ [mm]}}$$

3.12.10.4. Eje motor sistema de elevación y piñón

En este caso se desea obtener un ajuste con juego de sistema de agujero único.

Se detalla el apriete máximo y mínimo mediante las ecuaciones 167-3 y 168-3.

$$6 \frac{\text{H}8}{\text{f}7} = \begin{pmatrix} +18 \\ 0 \\ -10 \\ -22 \end{pmatrix}$$

$$\text{Apriete máximo} = 6,010 - 6,000 = \mathbf{0,010 \text{ [mm]}}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 6,022 - 6,018 = \mathbf{0,004 \text{ [mm]}}$$




3.12.11. *Diseño de boquillas*

El diseño de las boquillas de la máquina para hacer suspiros es una pieza clave, debido a que permiten la dosificación según la forma de la misma. Las boquillas a realizar son desmontables para tener una limpieza adecuada luego del uso de la máquina y también para que un futuro se establezca la dosificación de galletas en diversas formas dependiendo de la punta de la boquilla.

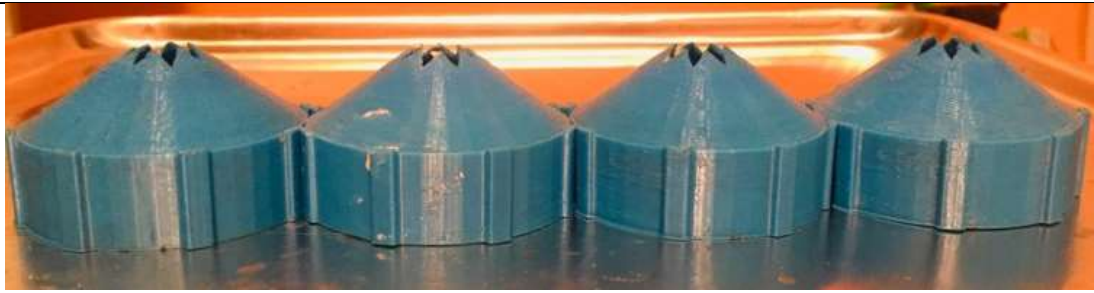
Las boquillas tienen dos partes: la primera es la parte que se monta al inyector que será en impresión 3D y la parte de la punta será boquilla comercial, la misma que se montará a esta que será de acuerdo al uso de la misma.

Mediante la tabla 86-3 se indican el tipo de boquilla terminada que será acoplada al inyector:

Tabla 86-3: Tipo de boquillas elaboradas para la elaboración de suspiros.

Boquilla estrella y en espiral	Boquillas planas
	
Boquillas en espiral y estrella	
	

Boquillas de punta estrellada



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.12.12. Cálculo y selección de elementos normalizados

3.12.12.1. Selección del motorreductor

De acuerdo a los datos calculados para el sistema de dosificado tenemos los siguientes datos:

- $W = 3$ [RPM]
- $P = 0,14$ [HP]

Una vez obtenidos los datos se procede a la selección mediante el catálogo TRANSTECNO, en el que buscamos un motorreductor sinfín corona, el mismo que se toma en consideración por el dimensionamiento y el espacio que este tipo ofrece (TRANSTECNO).

Como no tenemos un valor igual al calculado, se procede a escoger un valor superior al calculado y que exista en el catálogo, el mismo se elige WORM GEAR MOTORS CM030 – B5/B14 y obtenemos:

- $P = 0,25$ [HP]
- $n_1 = 1630$ [RPM]
- $n_2 = 40,75$ [RPM]
- $T = 43,6$ [Nm]
- $i = 40$
- Perno de sujeción M6x10
- $V = 220$ [V]
- $d_{eje\ máx} = 18$ [mm]

3.12.12.2. Selección del motor eléctrico de avance de la banda transportadora

De acuerdo a los datos calculados para el sistema de avance de la banda transportadora tenemos los siguientes datos:

- $W = 18,18$ [RPM]
- $P = 16,4$ [W]

Una vez obtenidos los datos se procede a la selección mediante el catálogo MOTORES ELÉCTRICOS BOSCH, en el que buscamos un motor eléctrico que ofrezca las condiciones necesarias para su aplicación (BOSCH, 2018).

Como no tenemos un valor igual al calculado, se procede a escoger un valor superior al calculado y que exista en el catálogo, el mismo se elige Motor Eléctrico ELMEQ BOSCH EFP 12 [V] y obtenemos:

- $P = 62$ [W]
- $n = 60$ [RPM]
- $T = 10$ [Nm]
- $i = 80:2$
- $V = 12$ [V]
- $d_{eje\ máx} = 14$ [mm]

3.12.12.3. Cálculo y selección de la cadena de la banda transportadora

Se elige cadena para el sistema motriz de la banda transportadora debido a que se distribuya el peso uniformemente sobre toda la banda y no exista mucho peso en una sola parte, lo que permite que sea ligero al momento de levantar la banda mediante el sistema de elevación de la banda transportadora.

A través de los datos del motor de la banda transportadora se procede al cálculo y selección de la cadena:

- $W = 60$ [RPM]
- $P = 0,083142$ [Hp]
- $T = 10$ [Nm]

- $d_{eje\ máx} = 14 \text{ [mm]}$

Una vez que tenemos los datos necesarios, se procede al cálculo de la potencia de diseño mediante el catálogo de (REXNORD).

$$P_d = P * C \quad (212-3)$$

Donde:

- P_d = potencia de diseño [Hp]
- P = potencia del motor [Hp]
- C = factor de servicio

Mediante la figura 134-3 se selecciona el factor de servicio debido a la conexión del motor eléctrico con la banda transportadora para el caso en análisis.

Driven equipment	Service Factors		
	Input power		
	Internal combustion engine with hydraulic drive	Electric motor or turbine	Internal combustion engine with mechanical drive
Agitators, liquid stock	1.0	1.0	1.2
Beaters	1.2	1.3	1.4
Blowers, centrifugal	1.0	1.0	1.2
Boat propellers	1.4	1.5	1.7
Compressors			
centrifugal	1.2	1.3	1.4
reciprocating, 3 or more cylinders	1.2	1.3	1.4
reciprocating, singular, 2 cylinders	1.4	1.5	1.7
Conveyors			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
not uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
reciprocating	1.4	1.5	1.7
Cookers, cereal	1.0	1.0	1.2
Crushers	1.4	1.5	1.7
Elevators, bucket			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
not uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
Fans, centrifugal	1.0	1.0	1.2

Figura 141-3: Factor de servicio de selección de la cadena.

Fuente: (REXNORD).

$$C = 1$$

Se halla la potencia de diseño mediante la ecuación 212-3.

$$P_d = 0,083142 \text{ [Hp]} \cdot 1$$

$$P_d = 0,083142 [Hp]$$

Hallada la potencia de diseño se procede a la selección de la cadena necesaria para esta aplicación tomando en consideración 2 hileras y las RPM de salida del piñón.

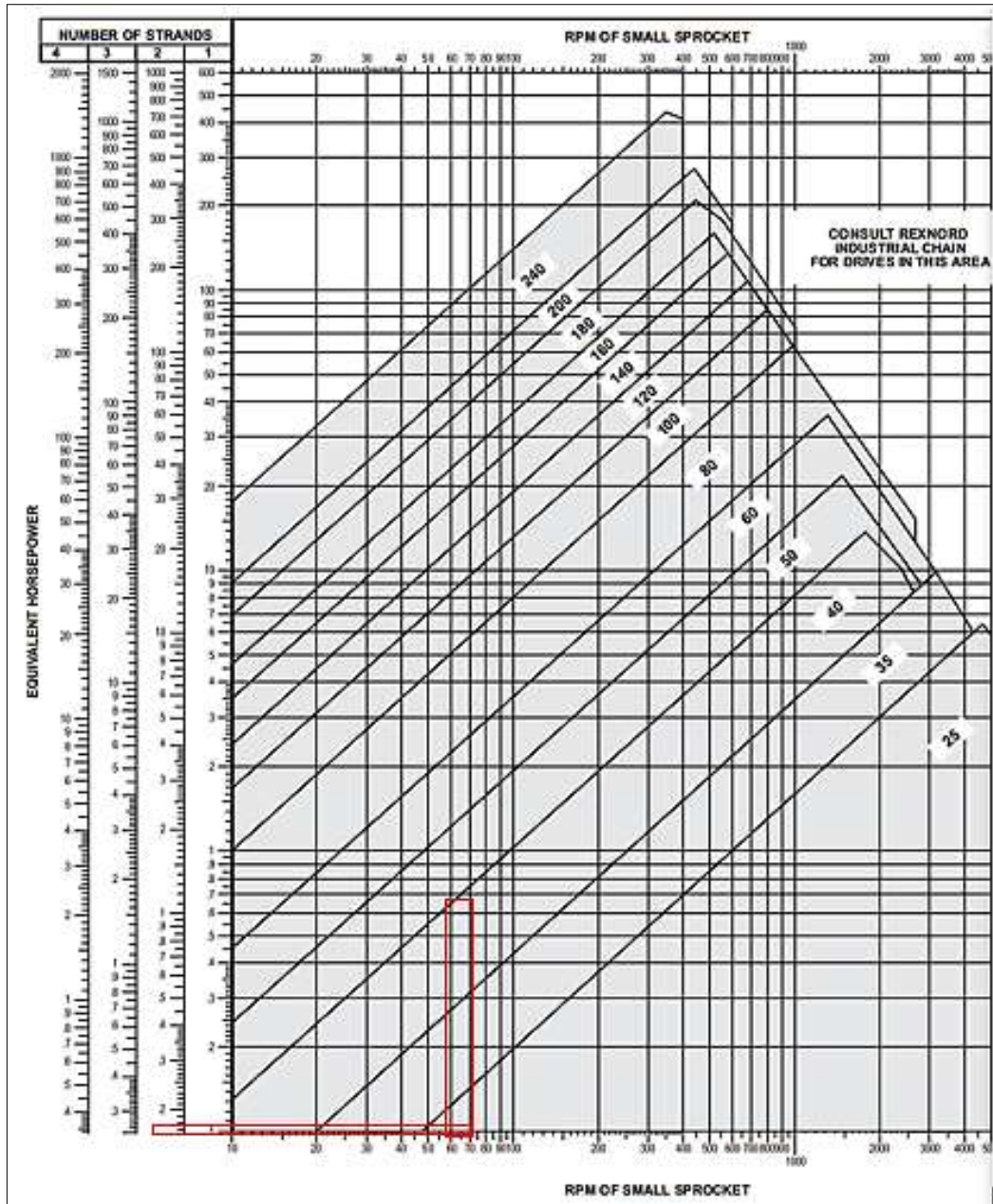


Figura 142-3: Selección del número de la cadena.

Fuente: (REXNORD).

Se elige el número de cadena mediante la figura 135-3.

$N_o. 25 - 2$ hileras con paso de 0,250"

Se toma en consideración que la relación de transmisión es uno debido a que la velocidad del piñón debe ser igual a la de la corona y se tiene:

$$i = \frac{N_1}{N_2} \quad (213-3)$$

Donde:

- i = relación de transmisión de la cadena
- N_1 = velocidad angular del piñón [RPM]
- N_2 = velocidad angular de la corona [RPM]

$$i = \frac{60}{60} = 1$$

Mediante la figura 136-3, se elige el número de dientes mediante extrapolación y el diámetro máximo del agujero del piñón dependiendo del diámetro del eje del motor elegido que en este caso es de 14 [mm].

Number of teeth, in small sprocket	Maximum bore inches	Horsepower for single strand chain ▲																			
		RPM of small sprocket																			
		100	500	900	1200	1800	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10000
11	.313	0.05	0.23	0.39	0.50	0.73	0.98	1.15	1.32	1.38	1.16	0.99	0.86	0.75	0.67	0.60	0.54	0.49	0.45	0.41	0.35
12	.375	0.06	0.25	0.43	0.55	0.80	1.07	1.26	1.45	1.57	1.32	1.12	0.97	0.86	0.76	0.68	0.61	0.56	0.51	0.47	0.40
13	.438	0.06	0.27	0.47	0.60	0.87	1.17	1.38	1.58	1.77	1.49	1.27	1.10	0.96	0.86	0.77	0.69	0.63	0.57	0.53	0.45
14	.563	0.07	0.30	0.50	0.65	0.94	1.27	1.49	1.71	1.93	1.66	1.42	1.23	1.08	0.96	0.86	0.77	0.70	0.64	0.59	0.50
15	.563	0.08	0.32	0.54	0.70	1.01	1.36	1.61	1.85	2.08	1.84	1.57	1.36	1.20	1.06	0.95	0.86	0.78	0.71	0.65	0.56
16	.563	0.08	0.34	0.58	0.76	1.09	1.46	1.72	1.98	2.23	2.03	1.73	1.50	1.32	1.17	1.05	0.94	0.86	0.78	0.72	0.61
17	.625	0.09	0.37	0.62	0.81	1.16	1.56	1.84	2.11	2.38	2.22	1.90	1.64	1.44	1.28	1.14	1.03	0.94	0.86	0.79	0.67
18	.750	0.09	0.39	0.66	0.86	1.24	1.66	1.96	2.25	2.53	2.42	2.07	1.79	1.57	1.39	1.25	1.12	1.02	0.93	0.86	0.73
19	.813	0.10	0.41	0.70	0.91	1.31	1.76	2.07	2.38	2.69	2.62	2.24	1.94	1.70	1.51	1.35	1.22	1.11	1.01	0.93	0.79
20	.875	0.10	0.44	0.74	0.96	1.38	1.86	2.19	2.52	2.84	2.83	2.42	2.10	1.84	1.63	1.46	1.32	1.20	1.09	1.00	0.86
21	.875	0.11	0.46	0.78	1.01	1.46	1.96	2.31	2.66	2.99	3.05	2.60	2.26	1.98	1.76	1.57	1.42	1.29	1.17	1.08	0.92
22	.938	0.11	0.48	0.82	1.07	1.53	2.06	2.43	2.79	3.15	3.27	2.79	2.42	2.12	1.88	1.69	1.52	1.38	1.26	1.16	0.99
23	1.000	0.12	0.51	0.86	1.12	1.61	2.16	2.55	2.93	3.30	3.50	2.98	2.59	2.27	2.01	1.80	1.62	1.47	1.35	1.24	1.06
24	1.063	0.13	0.53	0.90	1.17	1.69	2.27	2.67	3.07	3.46	3.73	3.18	2.76	2.42	2.15	1.92	1.73	1.57	1.44	1.32	1.12
25	1.188	0.13	0.56	0.94	1.22	1.76	2.37	2.79	3.21	3.61	3.96	3.38	2.93	2.57	2.28	2.04	1.84	1.67	1.53	1.40	1.20
28	1.250	0.15	0.63	1.07	1.38	1.99	2.68	3.15	3.62	4.09	4.54	4.01	3.47	3.05	2.70	2.42	2.18	1.98	1.81	1.66	1.42
30	1.313	0.16	0.68	1.15	1.49	2.15	2.88	3.40	3.90	4.40	4.89	4.45	3.85	3.38	3.00	2.68	2.42	2.20	2.01	1.84	1.57
32	1.500	0.17	0.73	1.23	1.60	2.30	3.09	3.64	4.18	4.72	5.25	4.90	4.25	3.73	3.30	2.96	2.67	2.42	2.21	2.03	1.73
35	1.688	0.19	0.80	1.36	1.76	2.53	3.41	4.01	4.61	5.20	5.78	5.60	4.86	4.26	3.78	3.38	3.05	2.77	2.53	2.32	1.98
40	1.875	0.22	0.92	1.57	2.03	2.93	3.93	4.64	5.32	6.00	6.68	6.85	5.93	5.21	4.62	4.13	3.73	3.38	3.09	2.83	2.42
Lubrication type ■		A		B						C											

Figura 143-3: Selección número de dientes del piñón de la cadena.

Fuente: (REXNORD).

$$\text{Agujero máximo del piñón} = 0,563'' = 14,3 \text{ [mm]}$$

$$Z_1 = 15$$

Luego de hallado el número de dientes del piñón se calcula el número de dientes de la corona mediante la ecuación 214-3.

$$Z_2 = i Z_1 \quad (214-3)$$

Donde:

- Z_2 = número de dientes de la corona
- Z_1 = número de dientes del piñón
- i = relación de transmisión de la cadena

$$Z_2 = (1) * 15$$

$$Z_2 = 15$$

Como se estableció a un inicio que la velocidad es la misma tanto en el piñón como la corona, se tiene que el diámetro del piñón como la corona son iguales y se las calcula con la ecuación 215-3.

$$G = \frac{Z_2 \cdot P}{\pi} \quad (215-3)$$

$$g = \frac{Z_1 \cdot P}{\pi} \quad (216-3)$$

Donde:

- Z_2 = número de dientes de la corona
- Z_1 = número de dientes del piñón
- G = diámetro del piñón [mm]
- g = diámetro de la corona [mm]
- P = paso [mm]

$$G = g = \frac{15 \left(0,250'' * \frac{25,4 [mm]}{1''} \right)}{\pi}$$

$$G = g = 30,32 \text{ [mm]}$$

Mediante los diámetros del piñón y la corona calculamos la distancia entre centros mediante la ecuación 217-3.

$$C_{min} = e = G + 0,5 * g \quad (217-3)$$

$$C_{min} = 30,32 \text{ [mm]} + 0,5 * 30,32 \text{ [mm]}$$

$$C_{min} = 45,48 \text{ [mm]}$$

En este caso se va ubicar el motor a una distancia prudente, en este caso se asumirá una distancia de centros de 500 [mm].

$$C_{min} = 500 \text{ [mm]}$$

A continuación, se calcula el factor A para hallar los factores B, C y D, mediante la ecuación 218-3.

$$A = \frac{G - g}{2 * e} \quad (218-3)$$

Donde:

- A = factor de cálculo
- e = distancia entre ejes [mm]

$$A = \frac{30,32 \text{ [mm]} - 30,32 \text{ [mm]}}{2 * 500 \text{ [mm]}}$$

$$A = 0$$

Los factores B, C y D se encuentran estipulado en la figura 137-4, el cual debemos seleccionar un adecuado valor a través del factor A.

A	B	C	D
.00000	2.0000	.5000	.5000
.00436	2.0000	.4986	.5014

Figura 144-3: Factores para hallar el número de eslabones de la cadena.

Fuente: (REXNORD).

A continuación, se procede al cálculo del número de eslabones de la cadena mediante la ecuación 219-3.

$$N = \frac{B * e}{P} + C * Z_1 + D * Z_2 \quad (219-3)$$

Donde:

- N = número de eslabones
- e = distancia entre ejes [in]
- B = factor
- C = factor
- D = factor
- P = paso [in]
- Z_2 = número de dientes de la corona
- Z_1 = número de dientes del piñón

$$N = \frac{2 * 19,68''}{0,250''} + 0,5 * (15) + 0,5 * (15)$$

$$N = 173 \text{ eslabones}$$

Se corrige la distancia entre centros mediante la ecuación 220-3.

$$E = \frac{(N - C * Z_1 - D * Z_2) * P}{B} \quad (220-3)$$

Donde:

- E = distancia entre centros corregida [mm]

- P = paso [mm]

$$E = \frac{(173 - (0,5) * (15) - (0,5) * (15)) * 6,35 [mm]}{2}$$

$$E = 501,65 [mm]$$

Para el cálculo de la fuerza que se requiere en el eje se establece las siguientes expresiones:

$$V = \frac{Z * P * n}{12} \quad (221-3)$$

$$F = \frac{HP * (33000)}{V} \quad (222-3)$$

$$F_c = 1,05 * F \quad (223-3)$$

Donde:

- V = velocidad [ft/min]
- Z = número de dientes
- P = paso [in]
- n = velocidad angular [RPM]
- Hp = potencia [Hp]
- F = fuerza [lb]
- F_c = fuerza aplicada en el eje [lb]

En base a la ecuación 221-3 calculamos la velocidad en el piñón:

$$V = \frac{(15) * (0,250") * (60 [RPM])}{12}$$

$$V = 18,75 \left[\frac{ft}{min} \right]$$

Mediante la ecuación 223-3 se calcula la fuerza requerida en el eje:

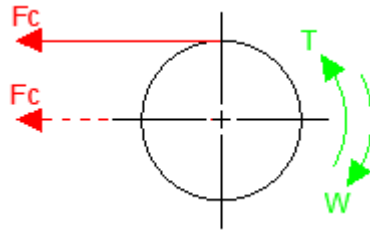


Figura 145-3: Diagrama de cuerpo libre del piñón de la cadena.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$F_C = 1,05 * \frac{0,083142 [HP] * (33000)}{(18,75) \left[\frac{ft}{min} \right]}$$

$$F_C = 153,384 [lb]$$

$$F_C = 682,52 [N]$$

Finalmente se tiene los datos necesarios para la compra de la cadena:

173 N_o 25 x 2

1 cat 15 2H N_o 25

1 cat 15 2H N_o 25

Donde:

- 173 = número de eslabones de la cadena
- 1 cat 15 2H = una catalina de 15 dientes de dos hileras

3.12.12.4. Selección de la banda transportadora

Una banda transportadora adecuada para servicios ligeros y para la aplicación que se necesita es aquella fabricada de polyester – poliamida (EP).

Se selecciona a través del catálogo para bandas transportadoras ligeras (HABASIT).

La banda seleccionada tiene las siguientes características:

NHE – 8ESBV

350EP5.5/2-2.6W

Donde:

- 350 = ancho nominal de la banda transportadora [mm]
- EP = composición de la banda textil [Polyester – Nylon]
- 5.5 = resistencia de la banda transportadora [N/mm]
- 2 = capas textiles
- 2.6 = espesor [mm]
- W = calidad de la banda transportadora

3.12.12.5. Selección del motor eléctrico de elevación de la banda transportadora

Para la selección del motor de elevación de la banda se calculará la potencia necesaria para subir y bajar la carga del sistema, la misma se calcula con la ecuación 139-3.

$$P = 160,39 [Nmm] * \frac{V}{1 * 1,6 [mm]}$$

Para la velocidad lineal se establece que la altura máxima a elevar es $H_1 = 72,52 [mm]$ en un tiempo de 6 segundos, entonces reemplazando en la ecuación se tiene:

$$P = 0,16039 [Nm] * \frac{\frac{0,07252 [m]}{6 [s]}}{1 * 1,6x10^{-3} [m]}$$

$$P = 1,212 [W]$$

Una vez obtenidos los datos se procede a la selección mediante el catálogo MOTORES ELÉCTRICOS BOSCH, en el que buscamos un motor eléctrico que ofrezca las condiciones necesarias para su aplicación (BOSCH, 2018).

Como no tenemos un valor igual al calculado, se procede a escoger un valor superior al calculado y que exista en el catálogo, el mismo se elige Motor Eléctrico FPG EVO BOSCH F00GB49703 y obtenemos:

- $P = 8,6$ [W]
- $n = 82$ [RPM]
- $T = 1$ [Nm]
- $i = 73:1$
- $V = 12$ [V]
- $d_{eje\ máx} = 6$ [mm]

3.12.12.6. *Cálculo y selección de rodamientos*

Para el cálculo y selección de los rodamientos, se halla en los puntos de estudio las reacciones requeridas para proceder a realizar los diversos análisis.

- **Eje motriz del sistema de avance de la banda transportadora**

En base a la figura 54-3 se selecciona dos puntos de análisis sobre los cuáles se establecen rodamientos:

- Punto A:

Las reacciones halladas son: $A_y = 0,21$ [kg]; $A_z = 78,93$ [kg]

- Punto B:

Las reacciones halladas son: $B_y = 0,21$ [kg]; $B_z = 9,36$ [kg]

Se escoge la que tenga mayor reacción, en este caso es el punto A.

Mediante la figura 139-3 se establece las fuerzas de análisis:

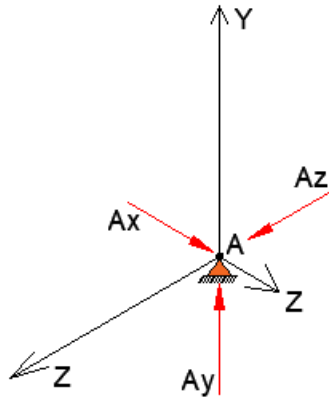


Figura 146-3: Esquema del punto A del eje motriz de la banda transportadora.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$F_a = A_x \quad (224-3)$$

$$F_r = \sqrt{(A_y)^2 + (A_z)^2} \quad (225-3)$$

A través de las ecuaciones 224-3 y 225-3 se establece:

$$F_a = 0$$

$$F_r = \sqrt{(0,21 [kg])^2 + (78,93 [kg])^2}$$

$$F_r = 78,93 [kg]$$

Análisis estático

Primero se determina la relación entre la fuerza axial y radial para determinar cuál de las ecuaciones se debe emplear.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{78,93 [kg]} = 0 [kg]$$

A través del resultado anterior se utiliza la ecuación 172-3 para determinar la carga estática equivalente.

$$P_o = F_r = 78,93 [kg]$$

Determinada la carga estática se procede a calcular la capacidad estática del rodamiento mediante la ecuación 171-3.

El factor de esfuerzos estáticos se toma entre 1 y 1,2 para exigencias bajas, lo cual elegimos 1,2.

$$C_o = (1,2) * 78,93 [kg]$$

$$C_o = 94,716 [kg] = 0,93 [KN]$$

Análisis dinámico

Obtenida la relación de fuerza axial y radial determinamos la carga dinámica equivalente mediante la ecuación 174-3.

$$P = F_r = 78,93 [kg]$$

Para el rodamiento en el punto A se establece un rodamiento rígido de bolas para lo cual para el cálculo del factor de esfuerzo dinámico y velocidad se tiene:

$$f_L = \left(\frac{L}{500} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (226-3)$$

Donde:

- L = 60000 horas

Reemplazando en la ecuación 226-3 se tiene:

$$f_L = \left(\frac{60000}{500} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_L = 4,93$$

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (227-3)$$

Donde:

- $n =$ velocidad a la que gira el eje = 60 [RPM]

Reemplazando en la ecuación 227-3 se tiene:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{60}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = 0,822$$

Establecido los parámetros anteriores se procede a calcular la carga dinámica equivalente con la ecuación 176-3.

$$C = \frac{f_L}{f_n * f_H} P$$

Donde:

- $f_H = 1$

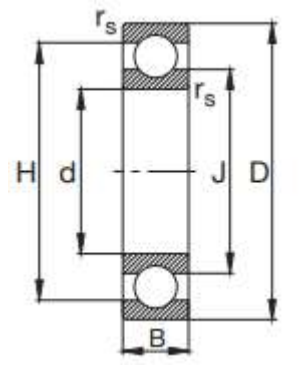
Reemplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$C = \frac{4,93}{0,822 * 1} * (78,93 [kg])$$

$$C = 473,39 [kg] = 4,64 [KN]$$

Por lo tanto, cumplidos con todos los parámetros se selecciona el rodamiento con la siguiente denominación: **FAG16004**, según el ANEXO K se tiene las siguientes dimensiones mostradas en la tabla 87-3.

Tabla 87-3: Dimensiones de los rodamientos del sistema de avance.

Descripción	Dimensiones (mm)	
d	20	
D	42	
B	8	
r	0,3	

Fuente: (FAG).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Vida útil del rodamiento

A través de la ecuación 177-3 se establece:

$$L = 500 * \left(\frac{C_{estático} * f_n}{P} \right)^3$$

Donde:

- $C_{estático} = 4,05 \text{ [KN]} \text{ [ANEXO K]}$
- $C_{dinámico} = 6,95 \text{ [KN]} \text{ [ANEXO K]}$
- $f_n = 0,822$
- $P = 78,93 \text{ [kg]}$

Reemplazando se tiene:

$$L = 500 * \left(\frac{4,05 \text{ [KN]} * 0,822}{0,7743 \text{ [KN]}} \right)^3$$

$$L = 39739,53 \text{ [horas]}$$

Esto nos dice que el cambio de rodamiento se debe realizar antes de las 39000 [horas].

Comparación de cargas dinámicas equivalentes

Estableciendo la comparación de la carga dinámica equivalente calculada y la del catálogo se verifica que el rodamiento es el correcto.

$$C < C_{dinámico}$$

$$4,64 < 6,95$$

- **Selección de rodamiento para tornillo de potencia**

Los cálculos de los rodamientos en el tornillo de potencia se pueden obviar ya que las reacciones presentes en dichos rodamientos son nulas. Esto es debido a que el tornillo de potencia no soporta ninguna carga, por lo que los rodamientos solo tienen que soportar el peso de dicho tornillo o la carga axial ejercida sobre éste. De ésta manera el rodamiento que se ha escogido es sobredimensionado por lo que la vida útil y capacidad de carga son altas.

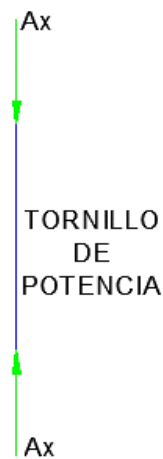


Figura 147-3: Esquema de compresión de la columna del tornillo de potencia.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En base a la figura 140-3 se establece un punto de análisis en el cual solo se tiene una carga axial.

La reacción hallada es: $A_x = 13,97 [kg]$

A través de la ecuación 172-3 se establece:

$$F_a = 13,97 [kg]$$

$$F_r = 0 [kg]$$

Análisis estático

A través de la ecuación 173-3 se determina la carga estática equivalente.

$$P_o = 0,5 * F_a = 6,99 [kg]$$

Determinada la carga estática se procede a calcular la capacidad estática del rodamiento mediante la ecuación 171-3.

El factor de esfuerzos estáticos se toma entre 1 y 1,2 para exigencias bajas, lo cual elegimos 1,2.

$$C_o = (1,2) * 6,99 [kg]$$

$$C_o = 8,39 [kg] = 0,0823 [KN]$$

Análisis dinámico

La carga dinámica equivalente se halla mediante la ecuación 175-3.

$$P = F_a = 13,97 [kg]$$

Mediante la ecuación 177-3 y 227-3 se calcula del factor de esfuerzo dinámico y velocidad, asumiendo una vida de 60000 [horas] y la velocidad que gira el tornillo de 82 [RPM].

$$f_L = \left(\frac{60000}{500} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_L = 4,93$$

$$f_n = \left(\frac{33,3}{82} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = 0,74$$

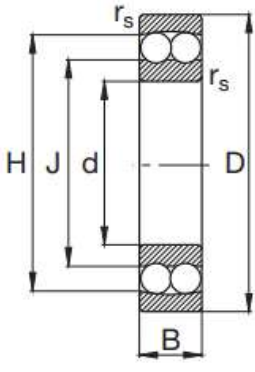
Establecido los parámetros anteriores se procede a calcular la carga dinámica equivalente con la ecuación 176-3.

$$C = \frac{4,93}{0,74 * 1} * (13,97 [kg])$$

$$C = 93,07 [kg] = 0,91 [KN]$$

Por lo tanto, cumplidos con todos los parámetros se selecciona el rodamiento oscilante de bolas con la siguiente denominación: **FAG126TV**, según el ANEXO K se tiene las siguientes dimensiones mostradas en la tabla 88-3.

Tabla 88-3: Dimensiones del rodamiento del tornillo de potencia.

Descripción	Dimensiones (mm)	
d	6	
D	19	
B	6	
r_s	0,3	

Fuente: (FAG).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Vida útil del rodamiento

A través de la ecuación 177-3 se establece:

- $C_{estático} = 0,48 [KN] [ANEXO K]$
- $C_{dinámico} = 2,5 [KN] [ANEXO K]$

$$L = 500 * \left(\frac{48,93 [kg] * 0,74}{13,97 [kg]} \right)^3$$

$$L = 8705,66 [horas]$$

Esto nos dice que el cambio de rodamiento se debe realizar antes de las 8700 [horas].

Comparación de cargas dinámicas equivalentes

Estableciendo la comparación de la carga dinámica equivalente calculada y la del catálogo se verifica que el rodamiento es el correcto.

$$C < C_{dinámico}$$

$$0,91 < 2,5$$

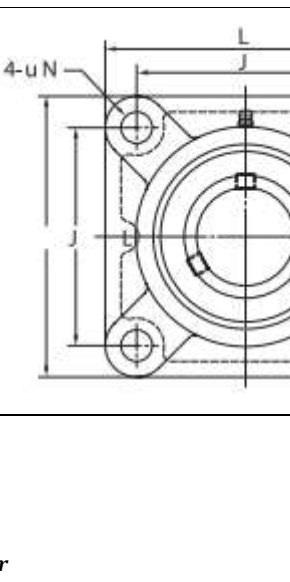
3.12.12.7. Selección de chumaceras

Mediante la tabla 87-3 seleccionamos los datos necesarios, los mismos que serán seleccionados mediante el catálogo KOYO que se encuentra de manera comercial (KOYO).

Seleccionamos una chumacera tipo brida cuadrada por la facilidad de enganchar a un soporte o empernarlo al mismo.

Seleccionamos la chumacera **UCF201**, la misma que tiene los siguientes datos mostradas en la tabla 89-3.

Tabla 89-3: Dimensiones de las chumaceras.

Descripción	Dimensiones (mm)	
L	286	
J	64	
Perno	M10	

Fuente: (KOYO).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

$$C < C_r$$

$$6,95 [kg] < 12,8 [kg]$$

Se verifica que la carga equivalente del rodamiento es menor que la carga equivalente de la chumacera, lo que nos dice que su selección es correcta.

3.12.12.8. Pernos sometidos a corte

El perno sometido a corte es el que sujeta el brazo soporte del sistema de elevación y el agarre del mismo sistema.

La fuerza ejercida sobre el perno de diámetro de 10 [mm] se tiene de $F = 169,095 [N]$.

Para determinar el esfuerzo cortante al que se encuentra sometido el perno se utiliza la ecuación 179-3.

$$\tau = \frac{4 * 169,095 [N]}{\pi * (10 [mm])^2}$$

$$\tau = 2,15 [MPa]$$

Se calcula la resistencia a la fluencia al corte mediante la ecuación 180-3, donde el límite a la fluencia del perno de acero inoxidable es $S_y = 240 [MPa]$.

$$S_{s_y} = 0,577 * 240 [MPa]$$

$$S_{s_y} = 138,48 [MPa]$$

Se determina el factor de seguridad a través de la ecuación 181-3.

$$n = \frac{138,48 [MPa]}{2,15 [MPa]}$$

$$n = 64,41$$

El valor es correcto debido a la disponibilidad y bajo costo del perno en acero inoxidable que se encuentra en el mercado.

3.12.13. Análisis del control electrónico de la máquina

3.12.13.1. Análisis electrónico de la máquina

El control que se utilizará en la máquina dosificadora de suspiros será de lazo cerrado, debido a que existen sensores que van a permitir dosificar de manera continua por lo que se tendrá una

realimentación, sin necesidad de presionar botones cada vez que dosifique, teniendo en cuenta solo presionar al momento de elegir entre merengues pequeños y grandes, y un extra que va hacer la dosificación de deditos de forma horizontal.

3.12.13.2. *Tipo de control*

Debido a que los suspiros o merengues van a tener distintos tamaños, se lo hará mediante un control por tiempos en la dosificación a través de la programación utilizada, esto se debe a que al momento de elevar la banda transportadora permita una correcta dosificación del suspiro dependiendo del tamaño de boquillas utilizada ya que difieren del tamaño una de otra en relación a la aplicación requerida, por lo que no es necesario aplicar un variador de frecuencia al motorreductor.

3.13. Construcción y ensamblaje de la máquina

El método constructivo de la máquina para fabricar merengues (figura141-3), es un proceso en el cual se va a seguir una serie de pasos o procesos de una forma ordenada, buscando siempre emplear el menor tiempo posible, a la vez minimizar costos en la construcción de la máquina que se diseñó, utilizando de una manera eficiente los recursos financieros, equipos, herramientas, máquinas, etc.



Figura 148-3: Máquina de merengues construida.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.1. Máquinas, herramientas y equipo utilizado

Para la construcción de ésta máquina se requirió de múltiples herramientas, maquinas, las cuales estan contempladas en la tabla 90-3.

Tabla 90-3: Máquinas y herramientas utilizadas.

Máquinas	Herramientas
• Torno CNC	• Flexómetro
• Torno Convencional	• Amoladora
• Fresadora	• Disco de corte
• Dobladora	• Machuelos
• Soldadora de Acero inoxidable	• Brocas
• Soldadora de arco eléctrico	• Martillo
• Taladro de banco	• Insertos
• Compresor	• Fresas
	• Micrómetro
	• Cuchillas
	• Juego de llaves
	• Desarmadores
	• Llaves Allen

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.1.1. Fresadora

La fresadora (figura 142-3), es una máquina herramienta que sirve para mecanizar es decir perforar cortar metales, madera, nylon y demás elementos en estado sólido, este proceso se realiza gracias al giro a altas revoluciones de una herramienta llamada fresa.



Figura 149-3: Fresadora.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El fresado es el proceso técnico y ordenado de cortar o quitar (figura 143-3), que realiza la herramienta llamada fresa que es una especie de cuchilla que va desbastando o retirando material de forma minuciosa y calculada de una pieza o sólido en bruto para llegar a la forma o geometrías con las especificaciones requeridas.

El método y la forma de trabajar en este equipo depende mucho del tipo de material que se va a mecanizar, si en un material suave se puede trabajar a elevadas revoluciones, caso contrario si el material es duro la velocidad de mecanizado se reducirá, esto para garantizar el buen estado del equipo de la pieza, así como que el proceso sea el óptimo requerido.

Entre las principales características de fresado que se puede hacer a una superficie sólida se tiene los siguientes casos:

Planas: Engranajes, Cóncavas, Convexas, Combinadas, Ranuradas, Hélices.

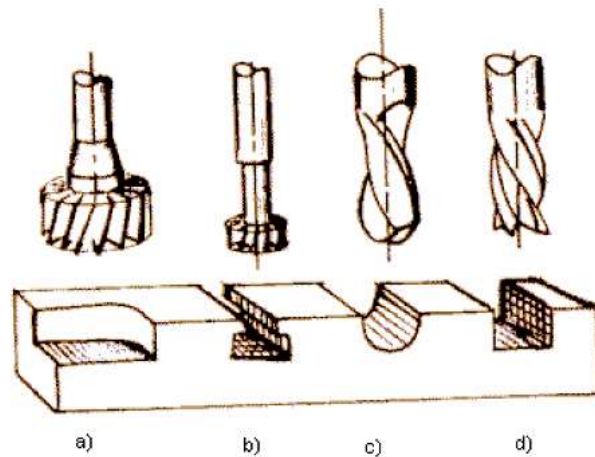


Figura 150-3: Herramientas y forma de corte que genera en la fresadora.

Fuente: (Garavito, 2007).

- **Velocidad de rotación de la pieza (N)**

Normalmente expresada en revoluciones/minuto (rpm). Se calcula a partir de la velocidad de corte y del diámetro mayor de la pasada que se está mecanizando.

Como las velocidades de corte de los materiales ya están calculadas y establecidas en tablas, solo es necesario que la persona encargada calcule las **RPM** a que debe girar la fresa, para trabajar los distintos materiales. Las revoluciones de la fresa se pueden calcular por medio de la fórmula 228-3 (Garavito, 2007).

$$N = \frac{K * V_c}{\pi \emptyset} \quad (228-3)$$

Dónde:

- N = velocidad angular [RPM].
- \emptyset = diámetro de la fresa [mm o in].
- V_c = velocidad de corte [m/min o pie/min]
- $K = 1000$ cuando \emptyset está en [mm] y V_c está en $\left[\frac{m}{min}\right]$ o,
- $K = 12$ si \emptyset está en [in] y V_c está en [pie/min].

En lo referente a la máquina dosificadora de suspiros o merengues las principales partes echas en la fresadora son: engranes (figura 144-3, 145-3), chavetas, perforaciones (figura 146-3, 147-3), etc.



Figura 151-3: Eje conductor del sistema de dosificación construido.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 152-3: Eje conducido del sistema de dosificación construido.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 153-3: Tapa del sistema de dosificado construida.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 154-3: Base de soporte de inyección del sistema de inyección.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.1.2. Torneado (Garavito, 2007)

Es un proceso de mecanizado de arranque de viruta, la cuchilla va desprendiendo partes del sólido de una pieza inicial hasta dejarla en la forma y tolerancias requeridas, la máquina herramienta que realiza este proceso se llama torno (figura 148-3, 149-3), en la cual se pueden realizar diferentes procesos de revolución como:

- Esferas
- Conos
- Ejes
- Cilindros
- Roscas

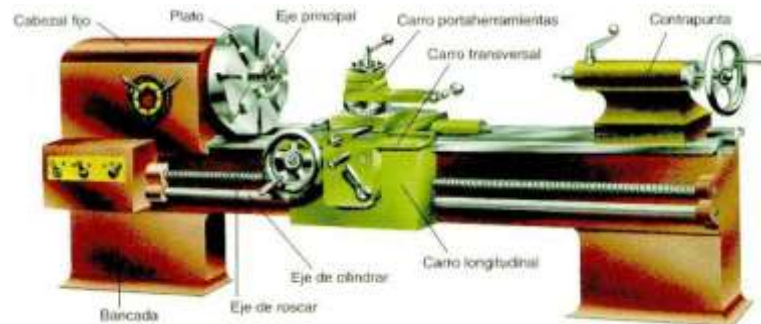


Figura 155-3: Partes del torno.

Fuente: (Garavito, 2007).

En el proceso de torneado se pueden realizar operaciones tanto internas como externas de las cuales tenemos las siguientes:

- Refrentado
- Cilindrado
- Tronzado
- Ranurado
- Roscado interior
- Roscado exterior
- Taladrado
- Mandrilado
- Escariado
- Moleteado



Figura 156-3: Torno.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los elementos de la máquina realizados mediante un proceso de torneado son:

- Los ejes Laterales de la tolva.



Figura 157-3: Eje de soporte del sistema de llenado construído.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.1.3. Soldadura

Es un proceso industrial en donde se busca unir dos metales, según la AWS (Sociedad Americana de Soldadura), la soldadura es una coalescencia localizada del metal producida gracias a elevadas temperaturas y con o sin material de aporte. Ya en la industria se puede tener generalmente dos tipos de soldadura, la primera en donde los materiales que se van a unir y el material de aporte son de la misma especie con las mismas características que se denomina homogénea y el otro tipo de soldadura en donde puede que ni los metales a unir ni el material de aporte tengan características similares llamada soldadura heterogénea.

Siempre es preferible tener materiales similares entre ellos el material de aporte para que la unión sea uniforme, así como su composición química, mismas composiciones químicas como el color, densidad, conductividad eléctrica, térmica.

Para cuando los metales a unir son distintos, sean los dos o los tres el proceso es mucho más cuidadoso hay que procurar no fundir el material base, para ello se debe considerar un material de aporte con un punto de fusión similar o próximo al de los materiales base pero superior a 450 °C (Pástor, 2004).

- **Soldadura SMAW**

Es la soldadura de arco eléctrico con electrodo recubierto (Shielded Metal Arc Welding), el arco eléctrico (figura 151-3), es utilizada como fuente de energía para fundir y unir dos metales simples o también aleaciones. El electrodo que es quien transporta la corriente puede ser consumible o no consumible, generalmente los no consumibles son de tungsteno o de grafito (Flores, 2009).



Figura 158-3: Partes de la soldadura SMAW.

Fuente: (Flores, 2009).

El proceso consiste que a través de un electrodo con un determinado recubrimiento según sea el caso de circulación de corriente (figura 152-3), ésta puede ser alterna o directa, se produce un corto circuito entre el elemento base y el electrodo. El arco eléctrico oscila entre temperaturas de 5500°C, provocando que el material de aporte fundido se deposite entre los elementos que se quieren unir, además cuando se produce la combustión del electrodo se forma un arco que sirve de protección para el proceso de soldado contra la humedad y elementos extraños (Flores, 2009).



Figura 159-3: Amperaje de soldadura SMAW.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 160-3: Electrodo E6011.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Equipo básico de soldadura

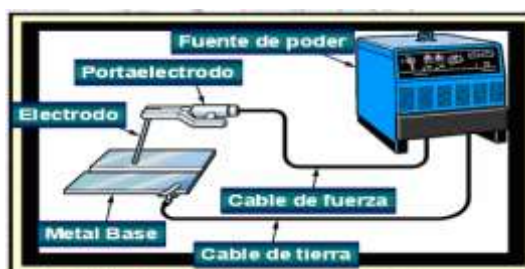


Figura 161-3: Equipo básico de soldadura.

Fuente: (Flores, 2009).

Los electrodos (figura 153-3), son elementos con alma metálica y recubierta con diferentes componentes. La AWS (American Welding Society) ha normalizado estos elementos para su mejor elección dependiendo de su uso.

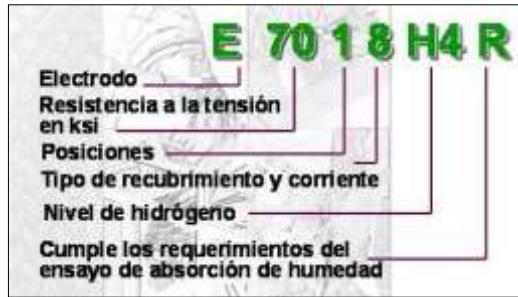


Figura 162-3: Denominación de la soldadura.

Fuente: (Flores, 2009).

La tabla 91-3 indica la resistencia a la tensión según su denominación (figura 155-3).

Tabla 91-3: Propiedades de los tipos de soldadura.

Clasificación AWS	Valores Mínimos	
	Resistencia a la Tensión Lb/pulg ²	Límite de cedencia Lb/pulg ²
E60XX	62000	50000
E70XX	70000	57000
E80XX	80000	67000
E90XX	90000	77000
E100XX	100000	87000
E100XX	100000	87000
E110XX ^a	110000	95000
E120XX ^a	120000	107000

Fuente: (Flores, 2009).

Realizado por: (Flores, 2009).

○ **Posiciones de soldadura:**

La tabla 92-3 indica las posiciones de soldadura según su denominación (figura 155-3).

Tabla 92-3: Posiciones de soldadura.

Clasificación	Posiciones
EXX1X	Plano, horizontal, vertical, sobre cabeza
EXX2X	Plano, horizontal (filete)
EXX4X	Plano, horizontal, vertical descendente, sobre cabeza

Fuente: (Flores, 2009).

Realizado por: (Flores, 2009).

○ **Tipos de recubrimiento:**

La tabla 93-3 indica los tipos de recubrimiento de la soldadura según su denominación.

Tabla 93-3: Tipos de recubrimiento de la soldadura.

	Recubrimiento	Tipo de corriente	Penetración
EXXX0	Celulósico, sodio	DCEP	Profunda
EXX20	Óxido de hierro, sodio	DCEN, DCEP, AC	Media
EXXX1	Celulósico, potasio	AC, DCEP	Profunda
EXXX2	Rutílico, Sodio	AC, DCEN	Media
EXXX3	Rutílico, Potasio	AC, DCEP, DCEN	Ligera
EXXX4	Rutílico, Polvo de hierro	AC, DCEP, DCEN	Ligera
EXXX5	Bajo hidrógeno, Sodio	DCEP	Media
EXXX6	Bajo hidrógeno, Potasio	AC, DCEP	Media
EXXX7	Óxido de hierro, Polvo de hierro	AC, DCEP, DCEN	Media
EXXX8	Bajo hidrógeno, Polvo de hierro	AC, DCEP	Media
EXXX9	Óxido de hierro, Rutílico, Potasio	AC, DCEP, DCEN	Media

Fuente: (Flores, 2009).

Realizado por: (Flores, 2009).

- **Proceso de soldadura MIG (Metal-Inert-Gas.)**

A este proceso de soldadura se lo conoce también como proceso GMAW (Gas, Metal, Arc, Welding), es un proceso relativamente sencillo, pero requiere tener ciertas habilidades para poder realizar un proceso exitoso.

Es muy parecido al proceso con electrodo (figura 156-3), con la diferencia de que el material de aporte viene en rollos y de una continua longitud, esto facilita mucho al operario realizar un buen trabajo de soldado.

Como se trata de un rollo de alambre éste no tiene ningún tipo de recubrimiento que genere una atmosfera protectora, para ello se utiliza un gas inerte o activo (Flores, 2009).

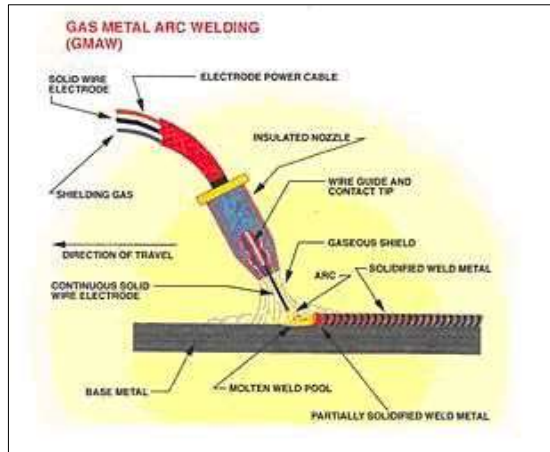


Figura 163-3: Partes de la soldadura MIG.

Fuente: (Flores, 2009).

- **Alambre**

Es el elemento que sirve como material de aporte, éste debe ser de las mismas características del metal que se va a unir o soldar también esta estandarizado por la AWS para una mejor designación y elección a la hora de elegir un tipo de alambre.

- **Gas de protección**

En este proceso el suministro de gas (figura 157-3), debe ser constante y de forma adecuada para obtener una unión permanente y libre de escorias o porosidades, el gas inerte generalmente más utilizado es el argón cuyas características de ser inodoro incoloro lo hacen no corrosivo y no reacciona con los componentes de los materiales que se están soldando (Flores, 2009).



Figura 164-3: Gas de protección de la soldadura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Seguridad**

Todo proceso de soldadura por más sencillo que parezca se lo debe realizar cumpliendo requisitos previos de seguridad como:

- Tener un lugar adecuado para el proceso de soldadura.
- Tener la vestimenta apropiada para proteger la integridad del operario (figura 158-3).

El arco de soldadura genera rayos ultravioletas (figura 159-3), que de exponerse de forma continua y por largos periodos de tiempo éstos afectan la retina del ojo pudiendo producir una ceguera definitiva.



Figura 165-3: Equipo de protección para soldar.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 166-3: Arco de soldadura.

Fuente: (Flores, 2009).

3.13.2. Componentes y tiempos de construcción

A continuación, mediante la tabla 94-3 se precisan los materiales empleados en el proceso de construcción y de los tiempos aproximados empleados para realizar cada uno de los componentes que conforman la máquina semiautomática dosificadora de merengues.

Tabla 94-3: Sistemas mecánicos y tiempos de construcción de la máquina de merengues.

Sistema	Elementos	N.º	Operaciones	Tiempo (min)	Cantidad de elementos	Tiempo total (min)
Estructural	Bastidor o base	1	Selección del perfil	20	1	1840
		2	Toma de medidas	40	1	
		3	Corte	120	1	
		4	Corte de las esquinas	90	6	
		5	Puntos de suelda	120	1	
		6	Verificar medidas	60	1	
		7	Suelda definitiva	500	1	
		8	Esmerilado	90	1	
		9	Pulido	200	1	
		10	Pintado	600	1	
	Tolva	11	Selección de la plancha	30	1	1635
		12	Toma de medidas	45	1	
		13	Corte	150	1	
		14	Toma de medidas secundarias	30	1	
		15	Dobles	600	1	
		16	Puntos de suelda	100	1	
		17	Verificar medidas	45	1	
		18	Suelda	350	1	
		19	Perforación de agujeros	45	6	
		20	Esmerilado	120	1	
		21	Pulido	120	1	
Elevación de la banda	Tornillo de potencia	22	Selección del material	20	1	440
		23	Toma de medidas	40	1	
		24	Desbaste de la pieza	45	1	
		25	Verificación de medidas	20	6	
		26	Mecanizado de la pieza	200	1	
		27	Verificación de medidas	30	1	

		28	Refrentado de la pieza a una medida exacta	25	1	
		29	Pulido	60	1	
	Tuerca	30	Selección del material	20	1	275
		31	Toma de medidas	45	1	
		32	Maquinado de la pieza	120	1	
		33	Verificación de medidas	30	1	
		34	Pulido	60	1	
	Piñón	35	Selección del material	30	1	370
		36	Toma de medidas	50	1	
		37	Refrenado	25	1	
		38	Fresado	150	1	
39		Verificación de medidas	25	1		
40		Limado	40	1		
41		Pulido	50	1		
Avance de la banda	Porta bandejas	42	Selección del material	45	1	620
		43	Toma de medidas	30	1	
		44	Corte	200	1	
		45	Limado de bordes	120	1	
		46	Doblado	200	1	
		47	Verificación de medidas	25	1	
Inyección	Engranés tipo bomba de engranes	48	Selección del material	30	1	395
		49	Toma de medidas	60	2	
		50	Corte	25	2	
		51	Refrentado	40	2	
		52	Torneado	45	2	
		53	Fresado	120	2	
		54	Verificación de medidas	25	2	
		55	Limado	50	2	
Matricería	Ejes Soporte de la Tolva	56	Selección del Material	30	1	380
		57	Toma de medidas	25	1	
		58	Corte	25	1	
		59	Refrenado	30	1	
		60	Maquinado de la pieza	120	1	

		61	Taladrado de agujeros	150	1	
Ejes soportes del porta bandejas		62	Selección del material	30	1	365
		63	Toma de medidas	50	4	
		64	Refrentado	45	4	
		65	Torneado	200	4	
		66	Moletado	40	1	
	Bocines Roscados		67	Selección del material	30	
		68	Toma de medidas	60	6	
		69	Corte	50	6	
		70	Torneado	250	6	
		71	Verificación de medidas	40	6	
		72	Refrentado	45	6	
		73	Roscado	200	6	
		74	Taladrado	50	6	
		75	Machuelo	80	6	
					Total	7125

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.3. Diagrama de flujo de construcción

Se presenta los pasos que se siguen secuencialmente para la construcción de la máquina dosificadora de merengues de acuerdo a los siguientes sistemas: estructural, elevación de la banda, sistema de avance de la banda, inyección y matricería.

3.13.3.1. Sistema estructural

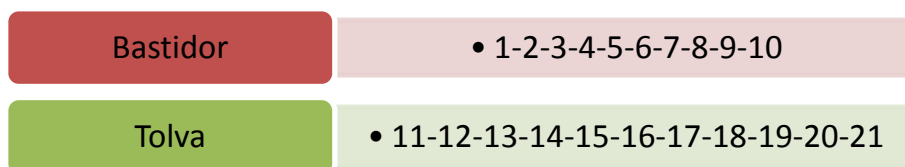


Gráfico 4-3: Flujograma utilizado en la construcción del sistema estructural.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

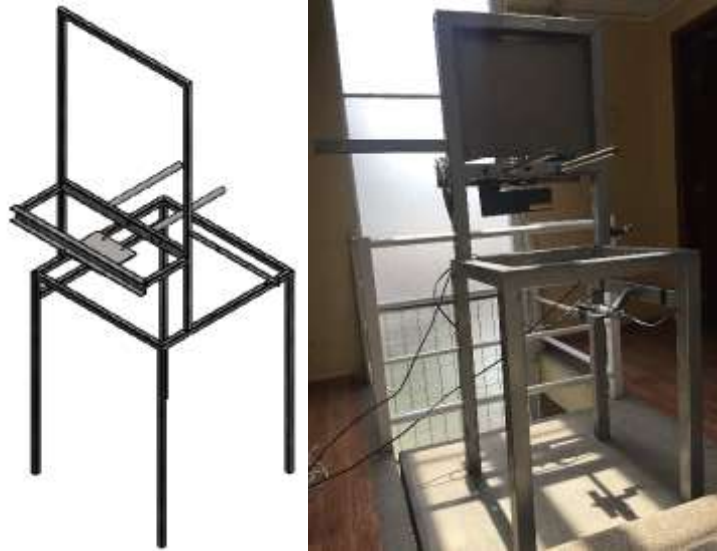


Figura 167-3: a) Esquema de la estructura, b) Construcción de la estructura.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.3.2. *Sistema de elevación de la banda*

Este sistema (figura 161-3), está formado por dos elementos: tornillo de potencia y la tuerca. Se emplea generalmente para levantar grandes pesos debido a su ventaja mecánica que posee dicho sistema, es una forma ideal de transformar el movimiento de rotación en uno de traslación a la vez que transmite una elevada potencia.

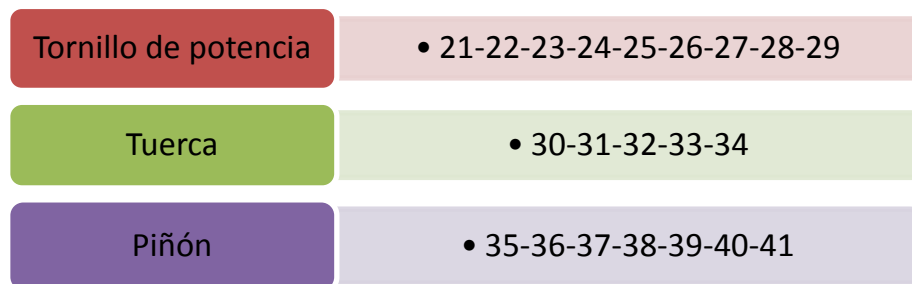


Gráfico 5-3: Flujograma utilizado en la construcción del sistema de elevación de la banda.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 168-3: a) Esquema del sistema de elevación, b) Construcción del sistema de elevación.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.3.3. *Sistema de avance de la banda*

En este sistema (figura 162-3), se tiene una platabanda o porta bandeja que es de lámina de acero inoxidable encargada de soportar y trasladar las bandejas con el producto inyectado por la máquina dosificadora.

Porta bandejas

• 42-43-44-45-46-47

Gráfico 6-3: Flujograma utilizado en la construcción del sistema de avance de la banda.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

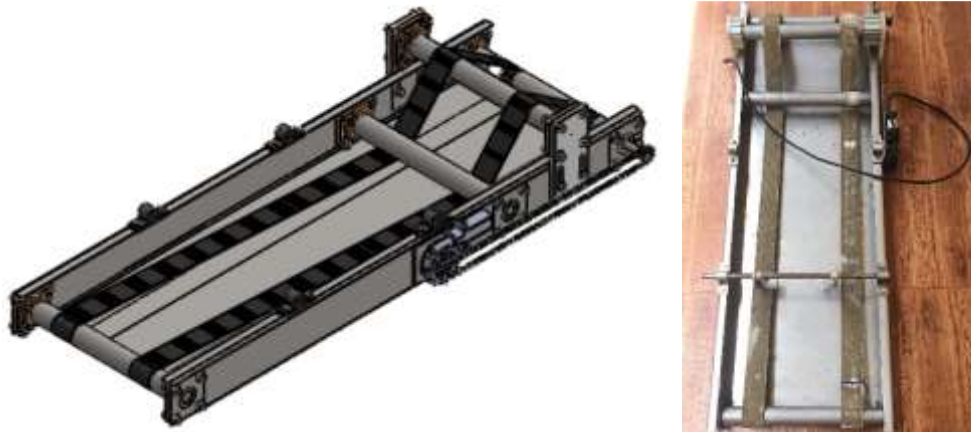


Figura 169-3: a) Esquema del sistema de avance, b) Construcción del sistema de avance.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.3.4. Sistema de inyección

En este sistema (figura 163-3), se utiliza un fluido como elemento de trabajo bajo presión, utilizado en maquinaria de todo tipo para realizar trabajos pesados o simplemente mover algunos de sus elementos componentes.

Engranés tipo bomba
de engranes

• 48-49-50-51-52-53-54-55

Gráfico 7-3: Flujograma utilizado en la construcción del sistema de inyección.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 170-3: a) Esquema del sistema de inyección, b) Construcción del sistema de inyección.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.3.5. Sistema de matricería

Ejes soporte de la tolva	• 56-57-58-59-60-61
Ejes soporte del porta bandejas	• 62-63-64-65-66
Bocines roscados	• 67-68-69-70-71-72-73-74-75

Gráfico 8-3: Flujograma utilizado en la construcción del sistema de matricería.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 171-3: a) Construcción del piñón, b) Construcción de los ejes de soporte.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 172-3: a) Esquema del piñón, b) Esquema del eje de la banda transportadora.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.4. Montaje de la máquina para hacer merengues

El montaje de la máquina se refiere a la instalación de forma ordenada y secuencial de cada uno de los sistemas componentes de la misma, de manera que cualquier persona pueda realizar este proceso repitiendo los pasos que se realizaran en la tabla 95-3.

Tabla 95-3: Tiempo empleado en el montaje del equipo mecánico.

Sistema	Símbolo	Proceso	Tiempo (min)
Estructural	E1	Montaje del Bastidor	20
	E7	Montaje tolva	10
Elevación de la banda	E2	Montaje tornillo de potencia	30
	E3	Montaje de la tuerca	6
	E4	Montaje del piñón	6
Avance de la banda	E5	Montaje porta bandejas, bocines, bandas, pernos.	60
Inyección	E8	Montaje engranes rectos	10
Matricería	E6	Montaje ejes soporte tolva	25
	E9	Montaje ejes soporte porta banda	30
	E10	Montaje bocines roscados	5
		Total	202

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En la tabla 96-3 se muestra el tiempo utilizado en la construcción y montaje de la máquina.

Tabla 96-3: Tiempo empleado en la construcción y montaje del equipo mecánico.

Proceso	Tiempo (min)	Tiempo (horas)
Proceso de construcción	7125	118.75
Proceso de Montaje	202	3.366
Total	7327	122.116

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.5. *Proceso de automatización y montaje*

Se procede a realizar el montaje del sistema eléctrico, una vez acabado el montaje mecánico, el mismo que va a controlar las funciones de la máquina dosificadora de merengues.

Para empezar, en base al análisis eléctrico, se determina la necesidad de controlar dos motores de 12 voltios y un motorreductor de 220 voltios que se seleccionaron en base a los requerimientos establecidos. Los mismos que serán controlados mediante un sistema de última generación, LOGO SIEMENS (Módulo Lógico Inteligente) de uso industrial, eliminando la necesidad de operación manual por parte del usuario u operador.

Esta selección se hace en base que el PLC LOGO permite el control de varias salidas mediante la programación de varias entradas, además de su bajo costo y tamaño en relación a otros PLC.

3.13.5.1. *Circuito eléctrico*

Los diagramas que corresponden al circuito eléctrico se los divide en dos partes:

- Circuito de control
- Circuito de potencia

- **Circuito de control**

Este circuito se encarga de controlar las salidas y las entradas del sistema eléctrico que permiten el movimiento automático de la máquina.

- **Diagrama de control**

El circuito eléctrico de control (figura 166-3), se desarrolla de la siguiente forma:

Se establece una línea trifásica (L1, L2 y L3) debido a la conexión 220V en relación al motorreductor elegido, la misma se conectará a un fusible de 32A que alimentará una fuente de 24V, esto tiene por objeto alimentar los elementos a este mismo voltaje como lo son el PLC LOGO SIEMENS y la pantalla LOGO TDE.

Para el PLC LOGO se ha establecido cinco entradas las cuales trabajan a 24V y son: un pulsador de paro de emergencia (I1), un pulsador de paro (I2), un pulsador de marcha (I3), un sensor óptico

(I5) para la detección de las bandejas de dosificación y un final de carrera (I4) para ubicar la banda transportadora en su posición HOME. Las salidas que se trabajará son cuatro, el motor de banda transportadora de 12V (Q1), el motor de elevación y descenso de la banda transportadora de 12V (Q2 y Q3), los mismos que serán conectadas a través de bobinas (Relés) de 24V (KM1, KM2 y KM3), y el motor de despacho de 220V (Q4) que será conectado mediante una bobina de 220V (KM4).

Al momento de dar marcha al sistema se debe tomar en cuenta la selección del tipo de trabajo a realizar la máquina mediante la pantalla LOGO TDE (F1, F2, F3 y F4) como lo es suspiros pequeños, grandes y deditos; que una vez seleccionado se procede a pulsar el botón de marcha en cada cambio de trabajo que se realice.

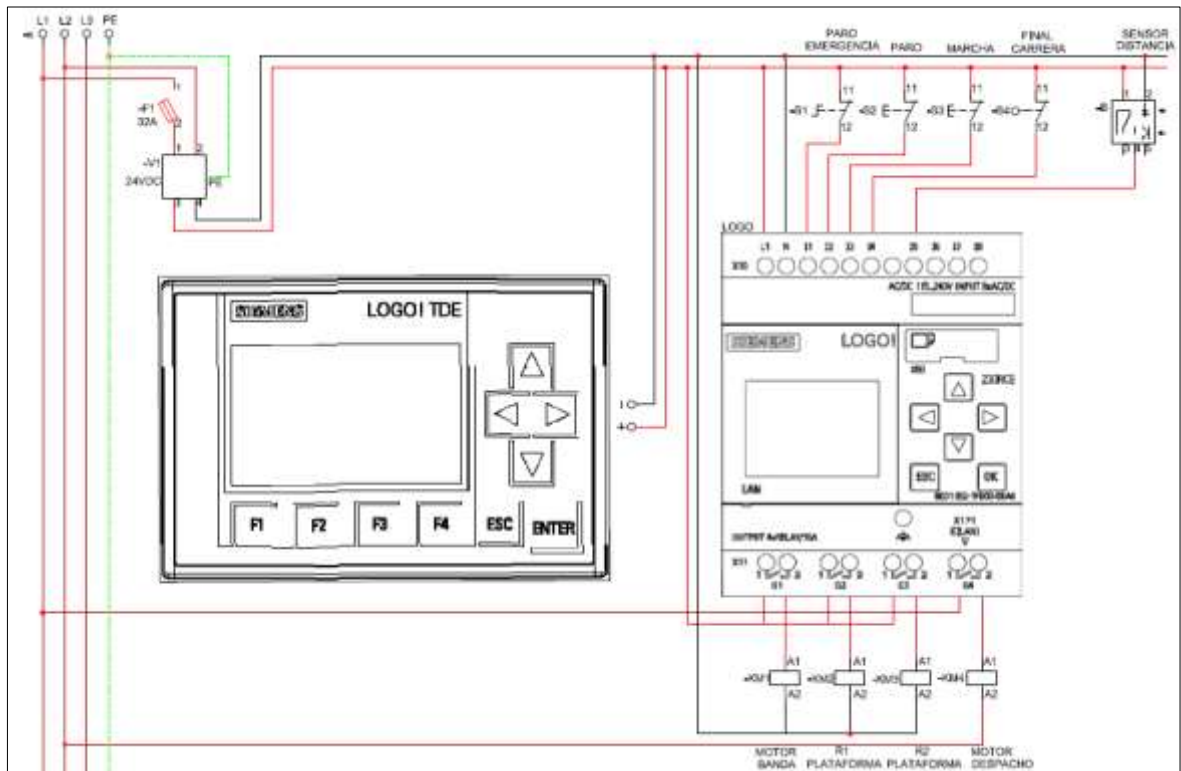


Figura 173-3: Diagrama de control.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

○ **Selección de los elementos del circuito de control**

PLC LOGO SIEMENS

Utilizando el catálogo de LOGO SIEMENS, se selecciona el LOGO de acuerdo a las características descritas anteriormente, como se establece en la tabla 97-3.



Figura 174-3: PLC LOGO SIEMENS.

Fuente: (Siemens, 2003).

Tabla 97-3: Selección del PLC LOGO SIEMENS.

Designación	Alimentación	Entradas	Salidas	Características
LOGO 12/24RC	12/24 V CC	8 digitales	4 relés de 10 A	400 bloques Tarjeta Micro SD
LOGO 24	24 V CC	8 digitales	4 transistores 24V/ 0,3A	Sin reloj
LOGO 24RC	24 V CC 24 V DC	8 digitales	4 relés de 10 A	400 bloques
LOGO 230RC	115...240 V CA/CC	8 digitales	4 relés de 10 A	400 bloques Tarjeta Micro SD

Fuente: (Siemens, 2003).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Fuente para PLC LOGO SIEMENS

El LOGO como es tipo industrial trabaja a 24 voltios como lo seleccionado anteriormente, lo que significa que necesitará de una fuente de 24 voltios CC para lo cual se selecciona una fuente DR-60-24) como se muestra en la tabla 98-3.



Figura 175-3: Fuente PLC LOGO SIEMENS.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 98-3: Selección de la fuente para PLC LOGO SIEMENS.

Modelo	Salida	R&N	Eficiencia
DR-60-5	5V, 0 – 6.5A	80mV	76 %
DR-60-12	12V, 0 – 4.5A	120mV	82 %
DR-60-15	15V, 0 – 4.0A	120mV	83 %
DR-60-24	24V, 0 – 2.5A	150mV	84 %

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

LOGO SIEMENS TDE

Se utiliza un LOGO SIEMENS TDE para tener una interfaz amigable con el operario y permita la correcta operación de la máquina.

Como el LOGO y la fuente son de 24 voltios se selecciona una pantalla HMI LOGO TDE 6ED1055-4MH08-0BA0 del mismo voltaje con dos entradas USB.



Figura 176-3: LOGO SIEMENS TDE.

Fuente: (Siemens, 2003).

Fusible

La selección del fusible es para controlar la fuente de 24V, la misma que alimenta el PLC LOGO y LOGO TDE. Se selecciona el fusible RT18-32/1p, cuyas características de este fusible se establecen en la tabla 99-3.



Figura 177-3: Fusible CAMSCO.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 99-3: Características del fusible CAMSCO.

Corriente	Voltaje	Dimensiones	Modelo
1 polo 32A	500V	10 x 38 mm	RT18 – 32/1P

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Sensor óptico industrial

Se utiliza un sensor óptico industrial debido a la capacidad de detectar cualquier elemento a una distancia prudente del mismo, para lo cual se selecciona un sensor óptico G12-3A07 que detecta una distancia de 8 cm, ideal para la aplicación de detección de la bandeja de recolección de los suspiros.

Las características de este sensor se establecen en la tabla 100-3.



Figura 178-3: Sensor óptico industrial.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 100-3: Características del sensor óptico industrial.

Corriente	Voltaje	Distancia de medición	Modelo
200mA	24V	8 cm	G12-3A07

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Final de carrera

Se selecciona un final de carrera debido a que la banda transportadora debe estar en posición home (horizontal) para que comience a realizar todas sus operaciones.

Se selecciona un limitador metálico LL – CA12, el mismo indica sus características en la tabla 101-3.



Figura 179-3: Final de carrera.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 101-3: Características del final de carrera.

Corriente	Voltaje	Modelo
10A	24V	LL – CA12

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Relés

Las bobinas o relés se seleccionan de acuerdo a las características que se establecen en la tabla 102-3.



Figura 180-3: Relé CAMSCO.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 102-3: Características del relé CAMSCO.

Corriente A. resistivo	Corriente A. inductivo	Voltaje	Modelo	Contactos comunitarios
15A	10A	24V DC	LY-2 – 24VDC	2NA – 2NC

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Contactador MC

Se utiliza para el control del motor de despacho o motorreductor de 220V mediante el catálogo LS Industrial Systems (ANEXO L), cuyas características se establecen en la tabla 103-3.



Figura 181-3: Contactor MC.

Fuente: (LS).

Tabla 103-3: Características del contactor MC.

Corriente	Voltaje	Número de polos	Tipo	Potencia
22A	220V	3 polos	MC-12b	0,75 HP

Fuente: (LS).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Riel DIN

Para montar todos los elementos de protección y mando del circuito eléctrico se usó dos rieles DIN TS-35.



Figura 182-3: Riel DIN.

Fuente: (ECM, 2021).

Bornes

Se establece bornes para riel DIN TS-35, el mismo que es utilizado para realizar conexiones de los componentes internos, externos y evitar el cableado de la instalación, se selecciona Bornas de paso UK 2.5N.



Figura 183-3: Borne.

Fuente: (ECM, 2021).

Pulsadores de control

En el caso del diseño eléctrico se va a tener tres pulsadores y una luz indicadora (tabla 104-3).

Tabla 104-3: Pulsadores e indicadores de control.

	Tipo	Descripción	Aplicación
	PB-XAN-G	Pulsador plano $\varnothing 22 \text{ mm}$	ON
	PB-XAN-R	Pulsador plano $\varnothing 22 \text{ mm}$	OFF
	LMB-BS5	Pulsador de cabeza $\varnothing 40 \text{ mm}$	Paro de emergencia
	AD1622DS - 24DC/G	24 AC/ DC $\varnothing 22 \text{ mm}$	Luz piloto

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Canaletas ranuradas

Las canaletas ranuradas son usadas para proteger y conducir los cables que van de un componente eléctrico o electrónico a otro. Se selecciona una canaleta RAL 7030, que tenga un ancho de 33 mm y una altura de 30 mm para que exista organización en el cableado.



Figura 184-3: Canaleta ranurada.

Fuente: (ECM, 2021).

Selección de cables

La selección de los cables del circuito eléctrico se establece para baja tensión (hasta 1000V), por lo que selecciona de cable flexible # 14 AWG de varios colores para identificarlos apropiadamente.

Las propiedades del cable se establecen en la tabla 105-3.



Figura 185-3: Cables.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 105-3: Características del cable seleccionado.

Conductor/ Norma	Calibre mm ²	Calibre AWG	Formación	Tensión de operación
ASTM B174	1.31	14	16 alambres	600V

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Terminales de cables

Se utiliza para proporcionar un punto de conexión de circuitos externos, los mismos que se eligen de punta por su facilidad de manejo.

Las características de los terminales se establecen en la tabla 106-3.



Figura 186-3: Terminales de cables.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 106-3: Características de terminales de cables.

Referencia	Calibre mm ²	Calibre AWG	Ancho de PIN	Color
PIN - 2	1.5 – 2.5	16 - 14	1.9 mm	Rojo, Azul, Amarillo

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tablero de control

Se selecciona el tablero de control bajo la NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2 568:2010 para gabinetes de baja tensión. De acuerdo a ello se selecciona el tablero que tenga las dimensiones de 400 x 400 x 200 mm (INEN).



Figura 187-3: Tablero de control.

Fuente: (INEN).

- **Circuito de potencia**

Este circuito se encarga de excitar los contactos de los relés para activar los dispositivos de salida como el caso de los motores previamente seleccionados.

- **Diagrama de potencia**

El circuito eléctrico de potencia (figura 181-3), se desarrolla de la siguiente forma:

Se establece dos líneas para la conexión 220V por lo que en un inicio se tiene un interruptor termo magnético de 20A que alimenta las cargas como lo es la fuente de 12V necesaria para la comunicación con los motores seleccionados de 12V, que son motores de fuerza. En el circuito de potencia se activa los contactos de la bobina donde el primer motor (M1), mediante la línea común 3 positiva llega los 12V de la fuente que va al contacto normalmente abierto (KM1) y se dirige al motor, este cierra con el negativo de la fuente de 12V. Para el motor de elevación (M2) se establece con dos contactores debido al cambio de giro que va a generar este, por lo que se conectan a partir de la línea común 3 de la fuente, donde el primer contactor KM2 se ubica en normalmente abierto (-) y el contactor KM3 en normalmente cerrado (+), los mismos que cambian de sentido para que el motor gire de forma contraria. El motor de despacho (M4) es controlado mediante un contactor de 220V (KM4), el cual se tiene los tres contactos normalmente abierto y una vez cerrados se produce el movimiento del motor, que a su vez necesita de un capacitor de arranque para elevar el par inicial del mismo.

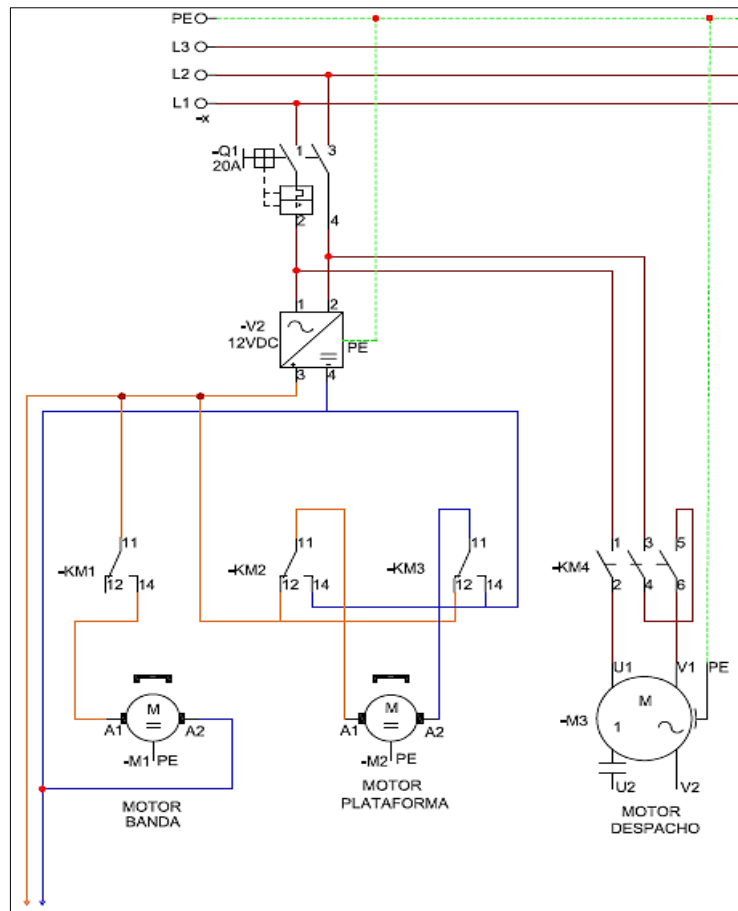


Figura 188-3: Diagrama de potencia.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- Selección de los elementos del circuito de potencia

Interruptor termo-magnético

Se selecciona un interruptor de 20A con la denominación NXB-63. Este componente eléctrico de protección cumple la función de cerrar en caso que ocurra un cortocircuito en el sistema.



Figura 189-3: Interruptor termo magnético.

Fuente: (ECM, 2021).

Fuente de motores DC

Se selecciona una fuente de 12V DR – 120 – 12, cuyas propiedades de la fuente se establecen en la tabla 107-3.



Figura 190-3: Fuente de motores DC.

Fuente: (ECM, 2021).

Tabla 107-3: Características de la fuente de 12V.

Corriente Salida	Voltaje Salida	Tolerancia	R&N	Modelo
10A	12V	±2 %	80mV	DR – 120 – 12

Fuente: (ECM, 2021).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Capacitor de arranque

El motorreductor monofásico seleccionado es ideal para el trabajo que requiere una potencia alta para el sistema de dosificación, por lo general este tipo de motores vienen integrados un condensador de arranque, pero en este caso no lo hay, por lo que es necesario calcular la capacidad del condensador para el arranque del motor.

La función de un capacitor de arranque es elevar el par de motor inicial, lo que permite encender y apagar rápidamente al motor.

Para calcular la capacidad del condensador de arranque se utiliza la ecuación 229-3 (Cinjordiz, 2016).

$$C = \frac{P}{\cos(\varphi) * 2 * \pi * F * V^2} \quad (229-3)$$

Donde:

- P = potencia del motor = 0,25 [HP] = 186,425 [W]
- V = tensión = 220 [V]
- F = frecuencia = 60 [Hz]
- $\cos(\varphi)$ = factor de potencia del motor = 0,70
- C = capacidad del condensador [F]

Reemplazando se tiene:

$$C = \frac{186,425 \text{ [W]}}{0,70 * 2 * \pi * 60 \text{ [Hz]} * (220 \text{ [V]})^2}$$

$$C = 14,59 \text{ uF} \approx 15 \text{ uF}$$

Con la capacitancia calculada se elige el capacitor permanente de la marca WEG de 15 Uf, mediante el catálogo PRO ELECTRIC (ANEXO M).



Figura 191-3: Capacitor de arranque.

Fuente: (Cinjordiz, 2016).

3.13.5.2. Programación del LOGO

Para la automatización se utiliza un PLC LOGO 12/24RC y el software de programación es LOGO SOFT COMFORT V8.2.

Los procesos a controlar por parte del LOGO son 3, el primero es el control del sistema de dosificación, el segundo es el control del sistema de elevación de la banda transportadora, y el tercero es el control del sistema de avance de la banda transportadora.

Todos los procesos a controlar se los va a realizar mediante tiempos, dependiendo del tipo de trabajo a realizar, por lo tanto, se establece en un inicio un diagrama GRAFCET (figura 185-3) para los merengues, que es un diagrama de control con etapas y transiciones, el mismo será de ayuda para lograr programar en el software LOGO SOFT mediante un diagrama de bloque.

Para el diagrama GRAFCET o diagrama de memorias de los merengues se establece las distintas asignaciones en la tabla 108-3.

Tabla 108-3: Asignaciones necesarias para el diagrama GRAFCET.

Transición		Salidas	
Símbolo	Significado	Símbolo	Significado
I3	Pulsador de marcha	Q1	Motor avance banda
I4	Final de carrera	Q2	Relé 1 motor elevación
I5	Sensor óptico	Q3	Relé 2 motor elevación
T1	Tiempo de reacción de material	Q4	Motor dosificación
T2	Tiempo de subida de plataforma		
T3	Tiempo de espera de cambio de giro		
T4	Tiempo de inyección de material	Estados lógicos	
T5	Temporizador	Reset	Bobinas abiertas
CON	Contador	Set	Bobinas cerradas

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

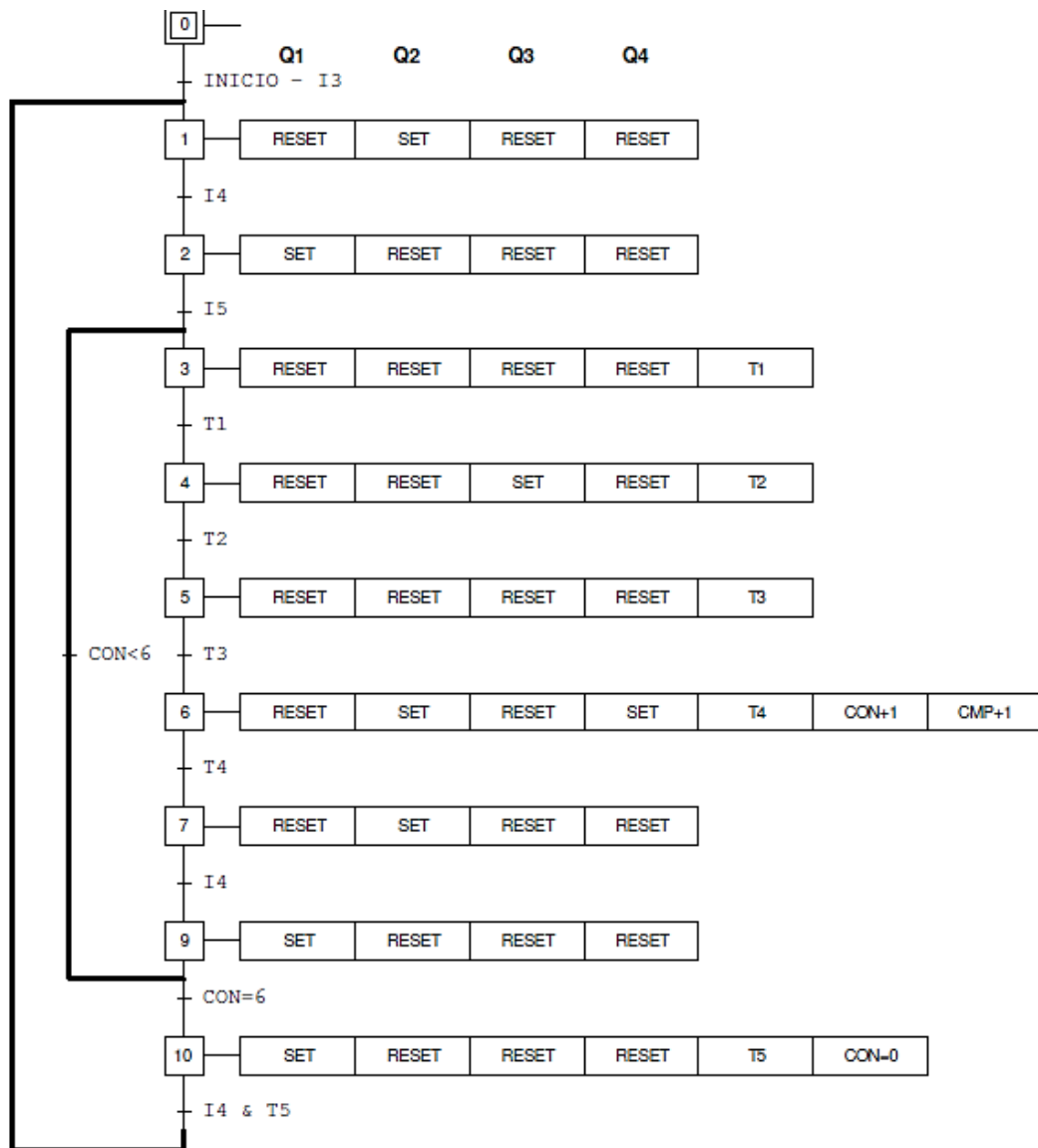


Figura 192-3: Diagrama GRAFCET para merengues pequeños.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La figura 185-3 nos muestra 10 etapas a ser utilizadas en el software que son las siguientes:

- La memoria cero es la inicial, mediante la cual se parte la secuencia y se indica la secuencia a trabajar, ya sea merengues pequeños, grandes, deditos o la purga del sistema, la misma que será activada mediante la entrada I3 que es el pulsador de marcha.
- Una vez presionado el pulsador I3 ingresamos a la etapa 1, que para la realización de los merengues se debe bajar la plataforma (Set, Reset) a través del motor de elevación (Q2, Q3), hasta llegar al punto HOME mediante un final de carrera (I4).

- Establecido en el punto HOME se inicia la etapa 2 con la activación de la banda transportadora (Set), mediante el motor de avance de la banda (Q1), la misma se encontrará activa hasta detectar la bandeja de recolección de merengues mediante el sensor óptico (I5).
- Al momento que se detecta la bandeja se pasa a la etapa 3, la cual es un tiempo corto entre reacción de material (T1), que se lo ubica porque la secuencia a realizar es cíclica.
- Pasado el tiempo T1, se inicia la etapa 4 con el paro de la banda (Reset) del motor de avance (Q1), y se sube la plataforma (Reset, Set) hasta un tiempo T2 que depende si es merengue pequeño o grande.
- Acabado el tiempo T2 la plataforma se detiene (Reset, Reset) y se espera un tiempo corto (T3), que es debido al cambio de giro del motor de elevación (Q2, Q3), debido a que los motores tienen una pequeña remanencia o se mantiene con inercia.
- Una vez terminado el tiempo T3, se activa la etapa 6 con el descenso de la plataforma (Set, Reset) mediante el motor de elevación (Q2, Q3), y a la par también comienza el proceso de dosificado (Set) que lo hace a través del motor de despacho (Q4) durante un tiempo (T4). Al mismo tiempo que realiza este proceso se manda un conteo del proceso de dosificación para tener un registro de datos al momento de control de producción.
- Una vez acabado el tiempo T4 se detiene el proceso de dosificado (Reset) del motor Q4, y a su vez la plataforma sigue descendiendo (Set, Reset) hasta llegar a la posición HOME de parao de la plataforma (Reset, Reset) mediante el final de carrera (I4) en la etapa 7.
- Al momento de llegar a la posición HOME, en la etapa 9 se activa la banda (Set) mediante el motor Q1. Al mismo tiempo se establece un contador de ciclo, dependiendo si el merengue es pequeño o grande, en este caso es de 6 debido a que en la bandeja se puede dosificar 6 merengues pequeños, y mientras no dosifique la cantidad establecida no puede pasar a la etapa 10, y regresa a la etapa 3 del ciclo.
- Cuando el contador llegue a la cantidad establecida, pasamos a la etapa 10 donde se activa un temporizador (T5) mientras está activo la banda (Set), nos ayuda a retirar la bandeja para que no detecte otro punto de la misma.
- Pasado el tiempo (T5), la banda se mantendrá activa (Set) hasta detectar una nueva bandeja mediante el sensor óptico (I5).

- La programación tanto para merengues pequeños y grandes es la misma, solo se debe cambiar tiempos y contadores para que exista la diferencia.

Una vez desarrollado el diagrama GRAFCET tanto para merengues pequeños, grandes y un extra para inyección de deditos como la purga total del sistema, se procedió a realizar la programación mediante bloques en el software LOGO SOFT (ANEXO N), tomando en consideración los aspectos previamente descritos.

3.13.5.3. Componentes y tiempos de automatización

Mediante la tabla 109-3 se indica los elementos y tiempos empleados en la selección y el armado del circuito eléctrico que conforma la máquina para elaboración de suspiros.

Tabla 109-3: Tiempos empleados en la selección y armado del sistema eléctrico.

Sistema	Elementos	N.º	Operaciones	Tiempo (min)	Cantidad de elementos	Tiempo total (min)
Eléctrico	Circuito de control	1	Toma de medidas	10	1	310
		2	Selección de elementos	240	18	
		3	Armado	60	1	
	Circuito de potencia	4	Toma de medidas	5	1	43
		5	Selección de elementos	30	3	
		6	Armado	8	1	
	Programación	7	Merengues pequeños	600	1	1310
		8	Merengues grandes	50	1	
		9	Deditos	600	1	
		10	Purga del sistema	60	1	
					Total	1663

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.5.4. Diagrama de flujo de montaje

A continuación, se indica el flujograma (gráfico 8-3), para el montaje del sistema eléctrico que conforma la máquina para elaboración de suspiros con sus respectivas ilustraciones indicadas en la tabla 110-3.

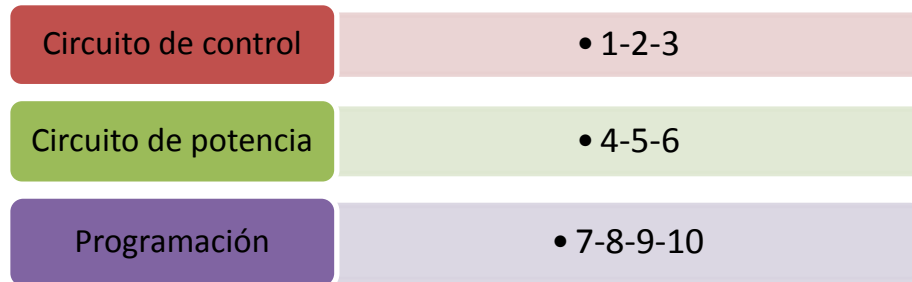


Gráfico 9-3: Flujograma utilizado en el montaje del sistema eléctrico.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 110-3: Sistema eléctrico montado.



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.5.5. Montaje de elementos electrónicos y eléctricos

Para el proceso de montaje del sistema eléctrico, en la tabla 111-3 se establece los tiempos empleados de las operaciones llevadas a cabo para ensamblar el sistema eléctrico.

Tabla 111-3: Tiempo de montaje del armado y programación del sistema eléctrico.

Sistema	Operaciones	Símbolo	Tiempo (mín.)
Eléctrico	Montaje del armado	E11	40
	Montaje de la programación	E12	2
		Total	42

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

A continuación, en la tabla 112-3 se indica los tiempos empleados en el proceso de selección y montaje de componentes del sistema eléctrico.

Tabla 112-3: Tiempo del proceso de selección y montaje de componentes del sistema eléctrico.

Proceso	Tiempo (mín.)	Tiempo (horas)
Etapas de selección	1663	27.72
Etapas de montaje	42	0.7
Total	1705	28.42

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.13.6. Montaje total de la máquina

Para el montaje total de la máquina, mediante la tabla 113-3 se establece los tiempos totales del montaje empleados del sistema mecánico y sistema eléctrico.

Tabla 113-3: Tiempo empleado en la construcción y montaje del equipo.

Sistema	Tiempo (mín.)	Tiempo (horas)
Mecánico	7327	122.116
Eléctrico	1705	28.42
Total	9032	150.536

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En relación a la tabla 113-3 se establece que el tiempo total empleado en la máquina semiautomática para la elaboración de merengues se ponga en funcionamiento es de 150.536 horas. Lo que quiere decir laborando 8 horas diarias por 5 días a la semana se tiene como resultado 18 días, 6 horas y 54 minutos, aproximando se tiene 19 días.

3.14. Manual de operación de la máquina para hacer merengues

Un correcto manejo de la máquina garantizará un producto de calidad a su vez quien este encargado de su operación lo haga en las mejores condiciones para su seguridad y para la empresa, seguir los lineamientos específicos de como operar la máquina garantizará que la misma se mantenga en las mejores condiciones de operación y durabilidad.

La máquina dosificadora de merengues está fabricada principalmente en acero inoxidable AISI 304, AISI 1020 HR, grilón, y acero estructural ASTM 36. Se optó por utilizar el grilón en los componentes que están en contacto con los alimentos como se mencionó anteriormente debido a su excelente grado alimenticio, por lo que no necesita de lubricación el maquinado. En comparación con el acero se tiene que es mucho más barato además de ser más rápido su mecanizado, lo cual abarata costos de producción y construcción dando como resultado un producto mucho más accesible al usuario. Este diseño de máquina está orientado a los pequeños panificadores que realizan sus actividades de forma manual, limitando su producción diaria, además de no contar con los estándares de salud e higiene que un producto comestible requiere para el consumo humano.

En la tabla 114-3 se presenta algunas características físicas y técnicas que posee la maquina dosificadora de merengues.

Tabla 114-3: Características del equipo.

Características generales		Unidad
Altura		1783.75 [mm]
Ancho		570 [mm]
Largo		1133.84 [mm]
Peso aprox.		50 [kg]
Material	Estructura	Acero estructural cuadrado A36 20x20x2 [mm], Acero inoxidable 304
	Sistema de inyección	Grilón
	Matricería	Acero inoxidable
Características técnicas		
Capacidad de producción		24 merengues/mín.
Voltaje		220V

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.14.1. *Requisitos de instalación*

Para el correcto funcionamiento de la máquina para hacer merengues se requiere los siguientes parámetros:

- La máquina necesita una alimentación eléctrica de 220 V.
- Superficie plana donde se pueda ubicar con precisión las bases de la estructura de acero.
- Ambiente de trabajo adecuado y espacio óptimo para la ejecución del trabajo.

3.14.2. *Guía de funcionamiento*

La máquina consta de una pantalla HMI de interfaz con el usuario, donde se puede visualizar las diferentes funciones que se han programado con anterioridad, F1, F2, F3, F4, cada una de estas funciones representa un modelo en específico o tamaño de suspiro o merengue, seleccionamos una de estas funciones y se pulsa el botón de inicio o marcha, mostradas en la figura 186-3.



Figura 193-3: Funciones principales de la máquina de merengues.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Una vez seleccionado la función que va a realizar (F1, F2, F3, F4) se pulsa el botón verde de la parte inferior izquierda del tablero que da inicio al proceso de producción del merengue.

Se procede a colocar la bandeja donde se dosificará la masa en forma de suspiros, la porta bandejas empieza a trasladarse hasta que el sensor detecta la bandeja y empieza la operación de producción, la programación determina hasta cuantas veces la máquina dosificará la masa y el tiempo más el movimiento de la bandeja determina la forma que tendrá el producto.

La máquina además posee un botón de pare de emergencia (figura 187-3), el cual se pulsa cuando ha ocurrido una mala manipulación de la máquina o alguno de sus componentes no está en las

condiciones de operar a satisfacción pudiendo ocasionar daños al personal o desperfectos mecánicos permanentes.

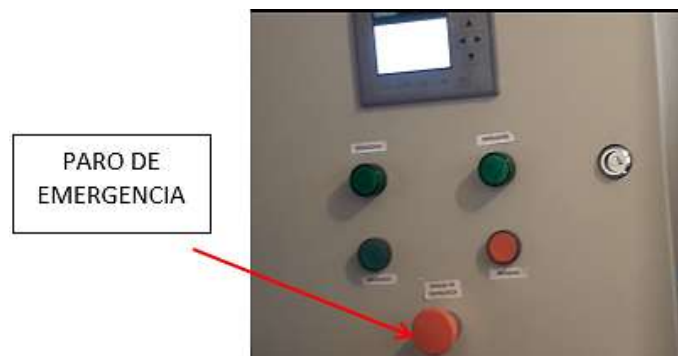


Figura 194-3: Pulsador de emergencia máquina de merengues.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El botón STOP (figura 188-3), sirve para detener la producción debido a un problema en el funcionamiento del dosificado.

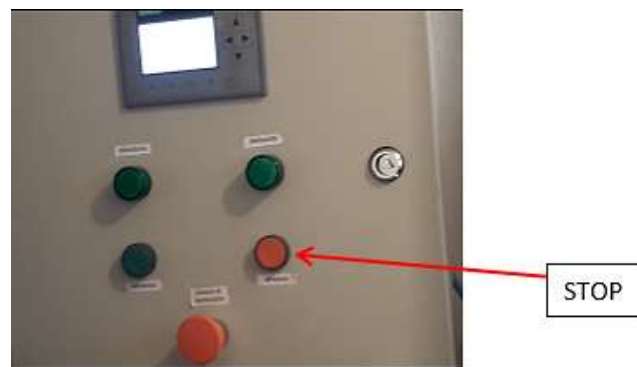


Figura 195-3: Pulsador de pare máquina de merengues.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

La masa (figura 189-3), se deposita en la tolva con una capacidad de 25 litros de forma manual y con ayuda de una pala o cuchara se arrastra de las paredes hacia el centro donde están los engranes en movimiento conectados mediante un eje al motorreductor, todo este movimiento se realiza antes de pulsar el botón marcha.



Figura 196-3: a) Materia prima en recipiente, b) Materia prima en tolva.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Arrancado el sistema se debe esperar el proceso de dosificado de cada bandeja para su posterior retiro de la misma que ingresará al horno para su cocción.

3.14.3. Diagrama de procesos

Se ha elaborado un diagrama de procesos (gráfico 9-3), que permite representar gráficamente los procesos llevados a cabo de manera ordenada por la máquina para obtener el producto final que son los merengues.

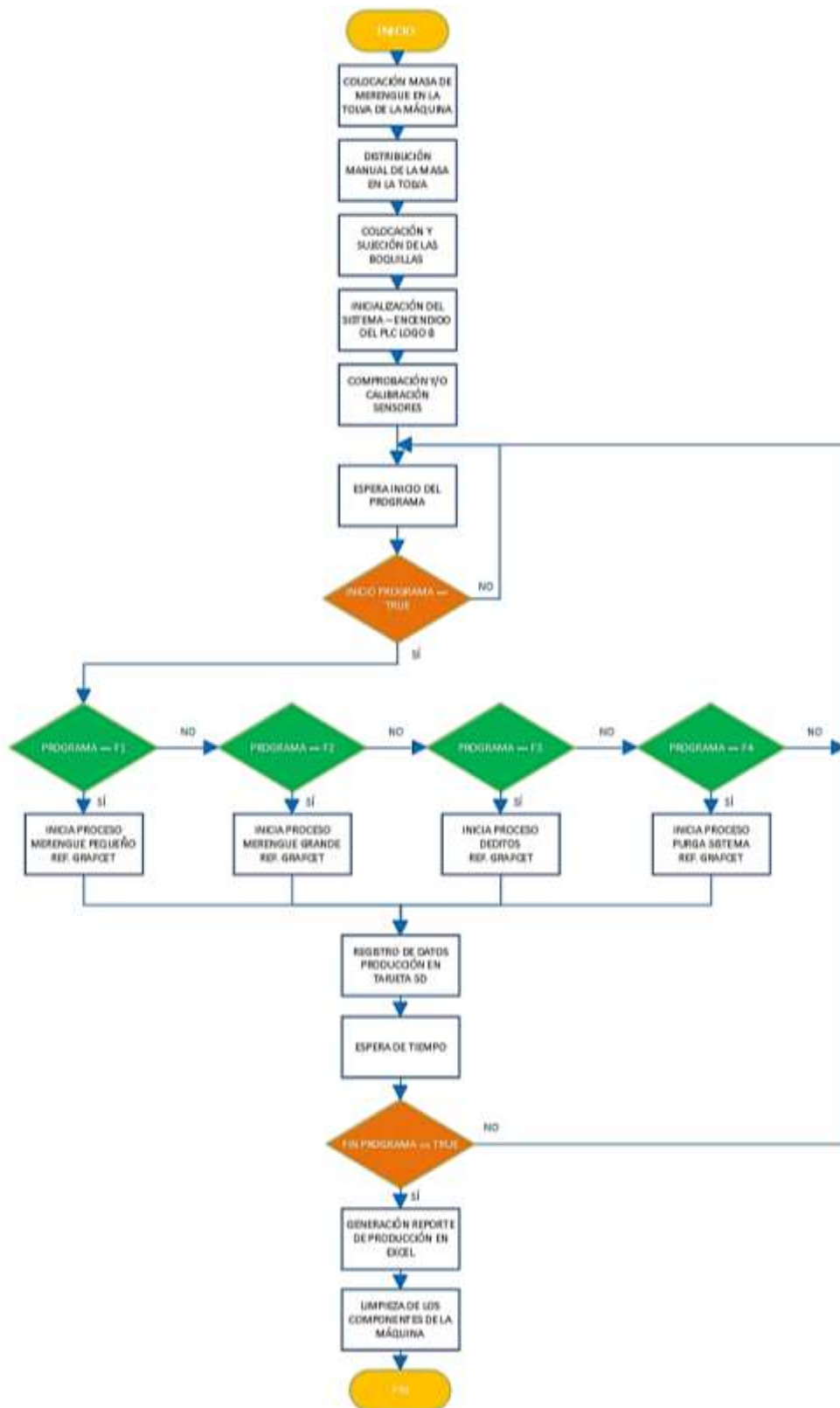


Gráfico 10-3: Diagrama de procesos.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.15. Manual de mantenimiento de la máquina

Toda máquina debe tener o estar sometida a un plan de mantenimiento, con el fin de alargar su vida útil y evitar paros que afecten la producción diaria. Se ha considerado para esta máquina un mantenimiento preventivo y un mantenimiento correctivo, y por qué éstos dos, bueno como sabemos se trata de un prototipo de máquina y no podemos todavía considerar de manera específica los tipos de mantenimiento que se tendría que realizar, por tal razón se empezará con los mantenimientos antes mencionados los cuales hemos considerado los más adecuados.

3.15.1. *Mantenimiento Preventivo*

Este tipo de mantenimiento busca prever daños al equipo o máquina, esto se consigue realizando chequeos rápidos en periodos de tiempo determinado siguiendo un plan de mantenimiento establecido por la empresa o el dueño del equipo.

Las acciones más simples, pero sin embargo muy importantes para el mantenimiento de la máquina son esenciales como:

- La limpieza, esta acción es la más simple pero la más eficaz para el mantenimiento y buen funcionamiento de la máquina, hace que las piezas estén en orden y libres de objetos extraños.
- Una inspección visual también es de suma importancia a la hora de poner en funcionamiento el equipo, se puede detectar a tiempo si los elementos están en condiciones de seguir operando.
- Lubricación y engrasado en las partes móviles que no estén cerca de los elementos en contacto con los alimentos, esto podría provocar una contaminación y daño del producto que si se lo ingiere traería problemas de salud a quien lo consuma.
- Chequeo de conexiones o estado de los cables eléctricos, así lograr prever corto circuitos o fuga de corrientes.

3.15.2. *Mantenimiento Correctivo*

Este tipo de máquina conformada por muchas piezas móviles generalmente inician a fallar en los rodamientos, bocines, bandas, circuitos, resistencias debido a sobre cargas de corriente eléctrica,

es necesario estar pendientes de sustituir a tiempo estos elementos, garantizando así un correcto funcionamiento y mantenimiento del equipo.

Correctivo abarca el termino de mejoras, si ya revisado el funcionamiento de la máquina se puede hacer cambios en piezas o programación mejorando la producción, rendimiento y durabilidad de la máquina.

El plan de mantenimiento de la máquina se establece en la tabla 115-3.

Tabla 115-3: Plan de mantenimiento.

Máquina		Dosificadora de merengues		
Actividad	Frecuencia	Periodo de tiempo (min)	Personal	Observaciones
Limpieza	Diario	50	Operario	Se debe retirar con cuidado las piezas como engranes, boquillas, la tolva se la puede limpiar sin retirarla del lugar.
Lubricación del eje del motor y cadena	Mensual o quincenal según el uso diario.	40	Operario	Libre de alimentación eléctrica, sin rezagos eléctricos
Cambio de bandas	Según catalogo	-	Personal calificado	Revisar si la banda está en buen estado o guiarse según los catálogos.
Revisión de la estructura	Mensual	50	Personal calificado	Revisión visual, verificar si existen resquebrajaduras, estado de las sueldas, superficie de las capas del acero que no tengan oxido.
Revisión del moto reductor	Anual	30min/operación	Profesional eléctrico	Revisión de cables, sellos, lubricación.
Revisión de tornillo de potencia	Mensual	45	Personal calificado	Desgaste excesivo, roturas, lubricación.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.16. Fase experimental

3.16.1. Pruebas de funcionamiento de la máquina construida

En esta fase se especifica el protocolo de pruebas de funcionamiento de la máquina dosificadora de merengues que garantice tanto la operatividad como funcionabilidad, las mismas se toman en consideración bajo las especificaciones técnicas de la máquina (tabla 114-3).

Las pruebas a realizar se las efectuará de acuerdo a la tabla 116-3.

Tabla 116-3: Protocolo de pruebas.

Protocolo de Pruebas	
Especificación	Tipo de prueba
MM-1	Verificación de funciones de la máquina
MM-2	Verificación de dimensiones
MM-3	Verificación de materiales
MM-4	Verificación de soldadura
MM-5	Verificación de energía
MM-6	Verificación de control de la máquina
MM-7	Solución

Fuente: (Díaz & Lescano, 2012).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.16.2. Procedimiento de protocolo de pruebas

Para el protocolo de pruebas se debe seguir el formato del ANEXO Ñ, el mismo que nos ayudará a realizar las distintas pruebas.

3.16.2.1. Verificación de funciones de la máquina

El protocolo de pruebas tiene por finalidad validar la operatividad de la maquina realizando una valoración total en cada fase de funcionamiento del equipo diseñado.

La máquina se carga con la masa elegida por el usuario en la parte de la tolva procurando que se distribuya en toda la longitud de los engranes, luego en la platabanda se coloca la bandeja al inicio de la banda, se selecciona en la pantalla HMI la opción de suspiro que se quiera hacer y se pulsa inicio, la banda traslada la bandeja y el sensor la detecta iniciando la dosificación y se procede a

tomar el tiempo de cuanto se demora en dosificar todos los suspiros, también se tomará en cuenta cuantos recipientes se puede llenar con la masa introducida en la tolva para con ello realizar el inventario de todo el producto con un solo tipo de merengue, verificar la forma y tamaño si están de acuerdo a lo estipulado en el estudio inicial.

El mismo procedimiento se lo realiza, pero seleccionando en la pantalla HMI otra función programada con anterioridad, con estos datos de cuantos ejemplares salen por dosificación completa de la masa se puede tener un aproximado de inversión y ganancias y si el diseño de la máquina fue una elección valida.

3.16.2.2. *Verificación de dimensiones*

Las medidas de la máquina deben ir de acuerdo a lo estipulado en los planos (ANEXO O), eso se comprueba tomando medidas con un flexómetro.

La capacidad de la tolva se puede comprobar equiparando un recipiente graduado con la misma capacidad, así los contenidos deben ser aproximadamente iguales.

3.16.2.3. *Verificación de materiales*

Desde el inicio de la construcción del equipo se debe garantizar contar con los materiales que se han seleccionado para el diseño, tomando en cuenta que será un equipo donde se manipulara alimentos, no se puede permitir realizar cambios, aunque abarate costos estos pueden ser perjudiciales para la salud, estructuralmente deben cumplir las características que demanda el diseño, soportar los esfuerzos y cargas que se supone deben actuar en el diseño del equipo.

3.16.2.4. *Verificación de soldadura*

Para este paso se procederá a realizar una inspección visual y tomar de referencia los parámetros y normas estipulados en la norma (ANSI/AWS_D1.1, 2000).

Los cordones de soldadura deben ser uniformes que no tengan grumos ni costras, la soldadura de la tolva debe ser hermética no debe haber filtraciones de producto, para ello se procede a realizar un llenado con agua y una presión determinada, esta se denomina prueba hidrostática, no debe haber filtraciones por los cordones de soldadura.

3.16.2.5. Verificación de energía

En la parte de control y potencia, como el motorreductor, LOGO, circuitos, cables, capacitores, relés, contactores, etc. Se debe verificar los voltajes y corrientes que manda las especificaciones.

Verificar que no haya un sobrecalentamiento de los implementos electrónicos ni eléctricos. Al conectarse la máquina todas las señales como luces, encendido de la pantalla, movimiento del motor, sonido del equipo en general, deberán estar dentro de lo normal.

3.16.2.6. Resultados

Luego de haber realizado las pruebas pertinentes y si no existe contratiempos se recopilará toda la información para obtener la eficiencia y eficacia del equipo.

3.17. Análisis de costos

En esta sección se podrá describir los gastos directos e indirectos realizados, para obtener el valor de la inversión para el diseño y construcción de la máquina de suspiros.

3.17.1. Costos directos

El costo directo para la construcción y diseño de la máquina de suspiros se tomará en cuenta la compra de materiales mecánicos, eléctricos, costo de la mano de obra para realizar la construcción, maquinaria y equipo utilizado, y costos de transporte.

3.17.1.1. Materiales

Tabla 117-3: Costos de materiales mecánicos.

Ítem	Materiales	Cantidad	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Tubo estructural cuadrado 20x20x2mm. ASTM A36 Longitud: 6000 mm	3733,76 mm	17,46	10,87
2	Plancha de acero galvanizado, e = 2 mm, 1220x2440 mm	180x180 mm	44,5	0,50
3	Tubo estructural rectangular 20x40x2mm. ASTM A36	560 mm	18,90	1,77

	Longitud: 6000 mm			
4	Ángulo estructural 25x25x2mm. ASTM A36 Longitud: 6000 mm	400 mm	15,50	1,04
5	Canal estructural U 25x50x2mm. ASTM A36 Longitud: 6000 mm	600 mm	19,50	1,95
6	Plancha de acero inoxidable AISI 304, e = 1mm, 1220x2440 mm	756x1316 mm	80,5	26,91
7	Plancha de acero inoxidable AISI 304, e = 1,2mm, 1220x2440 mm	463x1370 mm	85,9	18,31
8	Plancha de acero inoxidable AISI 304, e = 1,5mm, 1220x2440 mm	600x760 mm	102,12	15,65
9	Eje macizo de grilón (Poliamida 6), Ø 4", Longitud: 2000 mm	1450 mm	200	145
10	Eje de acero SAE 1020, Ø 210 mm, Longitud: 500 mm	430	270	232,2
11	Eje macizo de acero inoxidable AISI 304, Ø 2", Longitud: 6 m	3390 mm	193,20	109,16
12	Cadena de transmisión 173 No 25x2	1	28	28
13	Catalina 15 2H No 25	2	18	36
14	Banda transportadora ligera 350EP5.5/2-2.6W, 2000x2000 mm	2000x100 mm	35	1,75
15	Impresión 3D de porta boquillas, Ø 60 mm	20	3	60
16	Boquillas en acero inoxidable (Varios modelos)	16	2,50	40
17	Rodamiento rígido de bolas FAG 16004, 20x42x8mm	8	3,50	28
18	Rodamiento oscilante de bolas FAG 126 TV, 6x19x6mm	1	2	2
19	Chumacera tipo brida cuadrada UCF201, 286x64mm, Ø 20 mm, con pernos M10	8	4,50	36
20	Tuerca hexagonal M5x08	18	0,13	2,34

21	Tornillo hexagonal M5x08x30	4	0,12	0,48
22	Tornillo hexagonal M5x0.8x16	12	0,10	1,20
23	Tuerca hexagonal M10x1.5	33	0,24	7,92
24	Tornillo hexagonal M10x1.5x30	1	0,32	0,32
25	Tornillo hexagonal M3.5x0.6x13	4	0,10	0,40
26	Arandela plana, 3.5 mm	4	0,05	0,20
27	Tornillo hexagonal M6x1x35	2	0,15	0,30
28	Contratuerca hexagonal M8x1.25	2	0,30	0,60
29	Tornillo hexagonal M8x1.25x30	2	0,28	0,56
30	Arandela plana, 5mm	6	0,10	0,60
31	Tuerca hexagonal M8x1.25	8	0,20	1,60
32	Tuerca hexagonal M3.5x0.6	12	0,05	0,60
33	Tuerca hexagonal M6x1	2	0,14	0,28
34	Tornillo hexagonal M3.5x0.6x8	4	0,10	0,40
35	Tornillo hexagonal M10x1.5x25	24	0,30	7,20
36	Tornillo hexagonal M10x1.5x35	8	0,33	2,64
37	Tornillo hexagonal M8x1.25x25	4	0,28	1,12
38	Tornillo hexagonal M3.5x0.6x16	4	0,10	0,40
39	Tornillo de fijación cabeza hueca y punta plana M4x0.7x8	2	0,30	0,60
40	Tornillo de fijación cabeza hueca y punta plana M4x0.7x2.5	2	0,15	0,30
Total				825,17

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 118-3: Costos de materiales eléctricos y electrónicos.

Ítem	Materiales	Cantidad	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Motorreductor monofásico de ¼ Hp CM030-B5/B4 220V	1	150	150
2	Motor eléctrico BOSCH 12V de 62 W	1	72	72
3	Motor eléctrico BOSCH 12V de 8,6 W	1	40	40
4	LOGO SIEMENES V8 12/24RC 12/24 VCC 4 relés de 10ª	1	270	270
5	LOGO SIEMENS TDE V8 6ED1055-4MH08.0BA0 24V	1	150	150
6	Fuente MEAN WELL DR-60-24V, 2,5A, 150mV	1	67,20	67,20
7	Fusible CAMSCO RT18-32/1P, 32A	1	10	10
8	Sensor óptico industrial G12-3A07, 24V, medición hasta 8 cm.	1	25	25
9	Limitador metálico CAMSCO LL-CA12, 24V, 10ª	1	21	21
10	Relé CAMSCO LY2-24VDC, 24V DC, 15A.	3	12	36
11	Base para Relés TC-085A, 10A, 8 pines	3	1,50	4,50
12	Contactador MC-12b, 220V, 22A, 3 polos	1	20	20
13	Riel DIN TS-35mm	2	1,50	3
14	Bornes de paso UK 2.5N	14	0,97	13,58
15	Pulsador plano PB-XAN-G CAMSCO Ø 22mm verde	1	1,50	1,50
16	Pulsador plano PB-XAN-R CAMSCO Ø 22mm rojo	1	1,50	1,50
17	Pulsador de cabeza LMB-BS5 CAMSCO Ø 40mm	1	2,16	2,16
18	Luz AD1622DS CAMSCO 24DC/G Ø 22mm verde	2	1,30	2,60
19	Canaleta plástica ranurada RAL 7030 33mmx30mm	2	3,50	7
20	Cable flexible centelsa TFF AWG 14 verde	10	0,16	1,60
21	Cable flexible centelsa TFF AWG 14 azul	10	0,16	1,60
22	Cable flexible centelsa TFF AWG 14 amarillo	10	0,16	1,60
23	Cable flexible centelsa TFF AWG 14 rojo	10	0,16	1,60
24	Cable flexible centelsa TFF AWG 14 blanco	10	0,16	1,60
25	Terminal de punta simple CAMSCO AWG 14, PIN 2, varios colores	60	0,01	0,60
26	Gabinete metálico liviano BEAUCOUP 400x400x200mm	1	20	20
27	Interruptor termo-magnético CHNT NXB-63, 20A.	1	5	5
28	Fuente MEAN WELL DR-120-12V, 10A, 80mV	1	60	60
29	Capacitor permanente WEG, 15uF	1	15	15
30	Enchufe para 220V	1	6	6
31	Cable THW 1x8, 220V, 5m	5	2	10
32	Amarras plásticas 4x100mm	20	0,10	2
33	Cable Ethernet 1 metro	1	2,25	2,25
Total				1025,89

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.17.1.2. Maquinaria y equipos utilizado

Son los costos de la maquinaria y equipo que se utilizó para lograr una pieza o acabado final.

Tabla 119-3: Costos de maquinaria y equipo utilizado.

Máquina/Herramienta	Costo/Hora	Horas Equipo	Valor total (\$)
Torno	15	15	225
Fresadora	18	7	126
Soldadora MIG	8	3	24
Soldadora de arco	5,95	7	41,65
Taladro de banco	3,5	4	14
Dobladora	5	14	70
Cizalla	2,5	6	15
Amoladora	1	5	5
Calibrador pie de rey	1,70	8	13,6
Flexómetro	0,85	8	6,8
Micrómetro	1,5	5	7,5
Escuadra	0,85	6	5,1
Pulidora	2,15	8	17,2
Esmeril	1,15	10	11,5
Compresor	5	6	30
Otros			20
Total			632,35

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.17.1.3. Mano de obra

En el costo de mano de obra se puede identificar los esfuerzos tanto físico como mental de los operarios que se aplica en el proceso de la fabricación de la máquina de suspiros.

Tabla 120-3: Costos de mano de obra.

Trabajador	Salario/Día	Días Hombre	Valor total (\$)
Maestro mecánico	30	15	450
Maestro eléctrico	25	4	100
Total			550

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.17.1.4. Transporte

Se trata de los costos de transporte desde el lugar de adquisición del material hasta el lugar de trabajo, así mismo el transporte de la máquina a su destino final que es la panificadora.

Tabla 121-3: Costos de transporte.

Transporte	Costo/Flete	Cantidad	Valor total (\$)
Material a taller	5	6	30
Máquina a panificadora	10	1	10
Otros			15
Total			55

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.17.1.5. *Costos directos totales*

Tabla 122-3: Costo directo total.

Tipo de costo	Valor total (\$)
Materiales mecánicos	825,17
Materiales eléctricos y electrónicos	1025,89
Maquinaria y equipo utilizado	632,35
Mano de obra	550
Transporte	55
Total	3088,41

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.17.2. Costos indirectos

En los costos indirectos se toma en cuenta el tiempo que se ha empleado para el diseño de la máquina de suspiros.

3.17.2.1. *Costos de ingeniería*

Los costos de ingeniería se establecen en relación al tiempo empleado para el diseño de la máquina para la fabricación de merengues que fue de 8 días laborales de 8 horas diarias, si se sabe que el valor del trabajo de un ingeniero es de 10 dólares por hora, se tiene como resultado de \$640.

3.17.2.2. *Costos indirectos totales*

Tabla 123-3: Costo indirecto total.

Costos indirectos	Valor total (\$)
Costos de ingeniería	640
Imprevistos (2% CDT) (Impresión de planos, papelería, varios)	61,77
Utilidad	0
Total	701,77

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

3.17.3. Costos totales de la máquina

Los costos totales de la máquina es la sumatoria de los costos totales directos y costos totales indirectos.

Tabla 124-3: Costo total de la máquina para elaborar merengues.

Descripción	Valor total (\$)
Costos directos	3088,41
Costos indirectos	701,77
Total	3790,18

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El costo total de la máquina para realizar merengues es de 3790,18 dólares americanos.

3.17.4. Costos de producción

La máquina dosificadora de merengues idealmente va a producir 22 unidades en un minuto, independientemente del tipo y tamaño de merengue, lo cual establece una producción diaria de 5280 trabajando la máquina 4 horas, se establece una producción mensual de 105600 merengues. La mano obra a contratar es un operario a tiempo completo. Mediante la tabla 126-3 se indica los costos de producción de los suspiros mensual.

La materia prima tanto para 30 suspiros como una producción mensual se establece en la tabla 125-3.

Tabla 125-3: Cantidad de materia prima para la elaboración de 105600 suspiros.

Ingredientes	Cantidad (30 suspiros)	Cantidad (105600 suspiros)
Claros de huevo	5 unidades	17600 unidades
Esencia de vainilla	9,5 ml	33440 ml
Azúcar	0,1 Kg	352 Kg
Azúcar glas	0,1 Kg	352 Kg
Agua	0,5 Lt	1760 Lt

Fuente: (Diez).

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 126-3: Costos de los ingredientes para elaborar 105600 suspiros.

Ingredientes	Cantidad	Costos (\$)	Costo (\$) (105600 suspiros)
Claras de huevo	5 unidades	0,5	1760
Esencia de vainilla	120 ml	0,99	275,88
Azúcar	5 Kg	4,68	329,48
Azúcar glas	0,5 Kg	0,99	696,96
Agua	1760 Lt	3,70	3,70
Total			1036,52

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El costo operativo para elaborar 105600 suspiros mensualmente se establece en la tabla 127-3.

Tabla 127-3: Costos operativos para la elaboración de 105600 suspiros.

Descripción	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Materia prima	105600		1036,52
Arriendo	1	250	250
Transporte	1	20	20
Mano de obra	1	400	400
Servicios básicos	1	100	100
Equipo	1	3790,18	3790,18
Total			5596,7

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Para hallar el precio del producto se establece la relación entre el costo total operativo y el número total de suspiros a realizar, y se tiene:

$$\frac{\$ 5596,7}{105600} = \$ 0,05299$$

Como se observa el precio es de \$ 0,05299. Este valor multiplicando por el 12 % de IVA el precio para un merengue se tiene de \$ 0,05935, aproximando se tiene de 6 centavos de dólar. Este valor nos indica en un inicio de referencia para el precio de los merengues pequeños, grandes dependiendo del tipo de masa ocupado.

CAPITULO IV

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El presente capítulo se analizará los resultados obtenidos en los capítulos previamente realizados.

Los materiales que se utilizaron en la construcción de la máquina para elaborar merengues han sido analizados, tomando en consideración que la máquina es para uso gastronómico, dando como resultado que la misma es apta para usarla.

También se analizó el diseño, construcción y automatización de los elementos constitutivos que presenta la máquina, los mismos que se tomaron en consideración bajo especificaciones técnicas, validación de resultados, así como los conocimientos adquiridos durante el estudio de la carrera de Ingeniería Mecánica.

Por último, se tomó en cuenta el tipo de materia prima a utilizar para la fabricación de los merengues, estableciendo masa tipo francés y masa tipo suiza, los mismos que se realizaron en tamaños pequeños y grandes.

4.1. Pruebas

El objetivo principal de las pruebas realizadas de la máquina para hacer merengues es verificar la eficiencia del diseño y proceso automatizado desarrollado para encontrar un posible error en su funcionalidad para su posterior rectificación.

Para obtener la efectividad en el equipo se estableció dos tipos de pruebas, de campo y de funcionalidad, las mismas que una vez comprobadas dará como resultado una máquina óptima.

4.1.1. Pruebas de campo

Las pruebas de campo se las desarrolló mediante el protocolo de pruebas que se planteó en el punto 3.16.2.

Una vez llevado a cabo este procedimiento, los resultados obtenidos establece realizar un correcto ajuste del sensor óptico para la detección de la bandeja, por lo que el mismo detecta la banda transportadora dando una dosificación sin presencia del equipo recolector.

En relación al sistema de elevación se debe realizar un ajuste óptimo en el acople del agujero de la rueda dentada al tornillo de potencia, ya que este no permitirá elevar la banda transportadora y generará un error al momento de dosificar.

El dimensionamiento de la máquina es óptimo para ser operada de una manera segura y eficaz.

Los demás tipos de pruebas de acuerdo a la tabla 116-3 no presentan ningún inconveniente, y están contemplados en el ANEXO Ñ, por lo tanto, la máquina se encuentra dentro de los parámetros establecidos.

4.1.2. Pruebas de funcionalidad

Las pruebas de funcionalidad de la máquina son aquellas que una vez ingresado la masa del merengue ya sea tipo francés o suiza, dosifique de una manera uniforme de acuerdo al tiempo empleado en el mismo, con una correcta separación entre unidad dosificada, es decir verificar que la calidad y característica final del producto sea la adecuada para su posterior horneado.

El tiempo empleado con cada masa se especifica en los puntos 4.2.2 y 4.2.3.

Se pudo observar en la máquina que, si no tiene un correcto tiempo de dosificación y tiempo de detección de la bandeja mediante el sensor óptico, la misma dosificará fuera de los límites del recipiente, y de igual manera con la correcta ubicación de la bandeja en la posición HOME.

4.2. Tipos de merengues

A continuación, se va a analizar tiempo de producción, costos de producción, pérdidas del producto en el proceso, con cada tipo de masa del merengue en tamaños pequeños y grandes.

4.2.1. Control de producción

Para la toma de datos de todos los tipos de merengues incluyendo los deditos se lo ha realizado mediante PLC LOGO V8, el mismo que tiene una entrada Micro SD, por medio del cual al final de cada jornada se la retira del PLC y será insertada en la computadora.

El archivo que nos brinda PLC LOGO es un archivo de extensión (.csv), que sirve para tener un control de producción de la máquina dosificadora de merengues. Este archivo puede ser abierto mediante EXCEL (figura 1-4), cuya información se detalla en la tabla 1-4.

Tabla 128-4: Datos necesarios para el control de producción.

Time	B179.Cnt	B180.Cnt	B181.Cnt
16/1/2021 12:31	1	0	0
16/1/2021 12:31	2	0	0
16/1/2021 12:34	2	0	1
16/1/2021 12:34	2	0	2
16/1/2021 12:34	2	0	3

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Donde:

- **Time:** fecha en la que se realizó el trabajo.
- **B179.Cnt:** contador merengue pequeño.
- **B180.Cnt:** contador merengue grande.
- **B179.Cnt:** contador deditos.

De acuerdo a la tabla 1-4, se debe verificar el último valor, debido a las veces que ha dosificado la máquina, en este caso hubo 2 inyecciones de merengues pequeños, 0 de merengues grandes y 3 de deditos. Esta cantidad debe multiplicarse de acuerdo al número de boquillas de la máquina para obtener la cantidad de merengues que se realizó.

Para mayor facilidad se ha desarrollado una plantilla en EXCEL (ANEXO P, figura 1-4), la cual permitirá importar el archivo (.csv), y obtener valores como cantidad de merengues de acuerdo al tamaño del mismo.

Tabla 130-4: Total de merengues pequeños y grandes dosificados para 5 y 25 litros.

Tamaño del merengue	Volumen de la tolva (Lt)	# de merengues / bandeja	# de bandejas extraídas	# de merengues extras	Total de merengues
Pequeño	5	24	16	18	402
Grande		16	8	12	140
Pequeño	25	24	80	18	1938
Grande		16	40	12	652

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

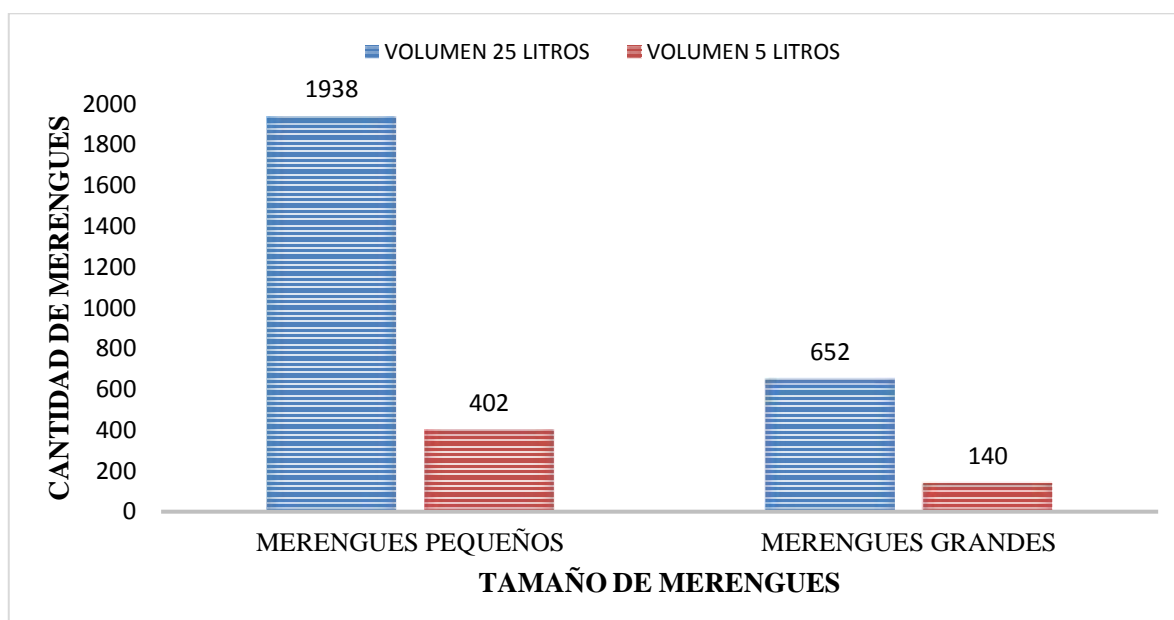


Gráfico 11-4: Cantidad de merengues dosificados en para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.2.2.1. Tiempo de producción

Para el tiempo de producción del merengue con masa tipo francés se realizaron varios ensayos, modificando parámetros como el tiempo de dosificado, el tiempo de elevación de la banda transportadora, el tiempo de detección del sensor de bandeja, y el tiempo de separación entre merengues, por lo que si algunos de estos tiempos están mal calibrados se tendrá una incorrecta dosificación fuera de la bandeja, merengues sobre montados y una mala calidad del producto final.

Se ha realizado 10 pruebas tanto de merengues pequeños como grandes con tiempos diferentes, dando como resultado el óptimo para tener merengues de calidad, los cuales se muestran en la tabla 4-4.

Tabla 131-4: Tiempos óptimos para el proceso de dosificado.

Tamaño del merengue	Tiempo de dosificado (s)	Tiempo de elevación de banda transportadora (s)	Tiempo de detección de bandeja (s)	Tiempo de separación merengue (s)
Pequeño	1,35	4	0,20	0,35
Grande	2	2	0,35	0,35

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Tiempo de producción para 25 litros de capacidad**

El tiempo total del proceso de inyección por bandeja en un volumen total de 25 litros desde el momento de pulsar el botón de marcha se indica en la tabla 5-4.

Tabla 132-4: Tiempo total del proceso de inyección por bandeja para 25 litros.

Tamaño del merengue	Número de bandejas	Tiempo de obtención del merengue/bandeja (s)	Tiempo de obtención del merengue/bandeja (h)
Pequeño	1	55	0,01527
	80	4400	1,23
Grande	1	24	0,006
	40	960	0,27

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los tiempos de producción de los merengues pequeños y grandes se los establece de acuerdo a las actividades que se van a desarrollar para hallar el producto final establecido en la tabla 6-4.

Tabla 133-4: Tiempo inicial del proceso de producción para 25 litros.

Actividades	Tiempo merengues pequeños (s)	Tiempo merengues grandes (s)
Colocación de la masa del merengue en la tolva	20	
Distribución de la masa en la tolva en forma manual	40	
Colocación y sujeción de las boquillas	20	
Preparación de la máquina	60	
Colocación de la bandeja	5	
Proceso de dosificado	55	24
Retiro de la bandeja	5	
Total	205	174

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Establecido el tiempo inicial de producción de merengues en una bandeja, se procede hacer el cálculo de la producción para 25 litros, tomando una bandeja menos debido al cálculo anterior.

Para ello se establece el tiempo de proceso de producción para 25 litros desde el momento de colocación de la bandeja hasta el retiro de la misma con el producto final, lo cual se indica en la tabla 7-4.

Tabla 134-4: Tiempo del proceso de producción para 25 litros.

Actividades	Tiempo merengues pequeños (s)	Tiempo merengues grandes (s)
Colocación de la bandeja	270	
Proceso de dosificado	4345	936
Retiro de la bandeja	270	
Total	4885	1476

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 135-4: Tiempo total del proceso de producción para 25 litros.

	Tiempo merengues pequeños (s)	Tiempo merengues grandes (s)
Tiempo inicial del proceso de producción	205	174
Tiempo del proceso de producción	4885	1476
Total	5090	1650

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En un volumen de 25 litros se establece, para merengues pequeños el tiempo de producción es de 1 hora 25 minutos y merengues grandes es de 28 minutos mostrados en la tabla 8-4.

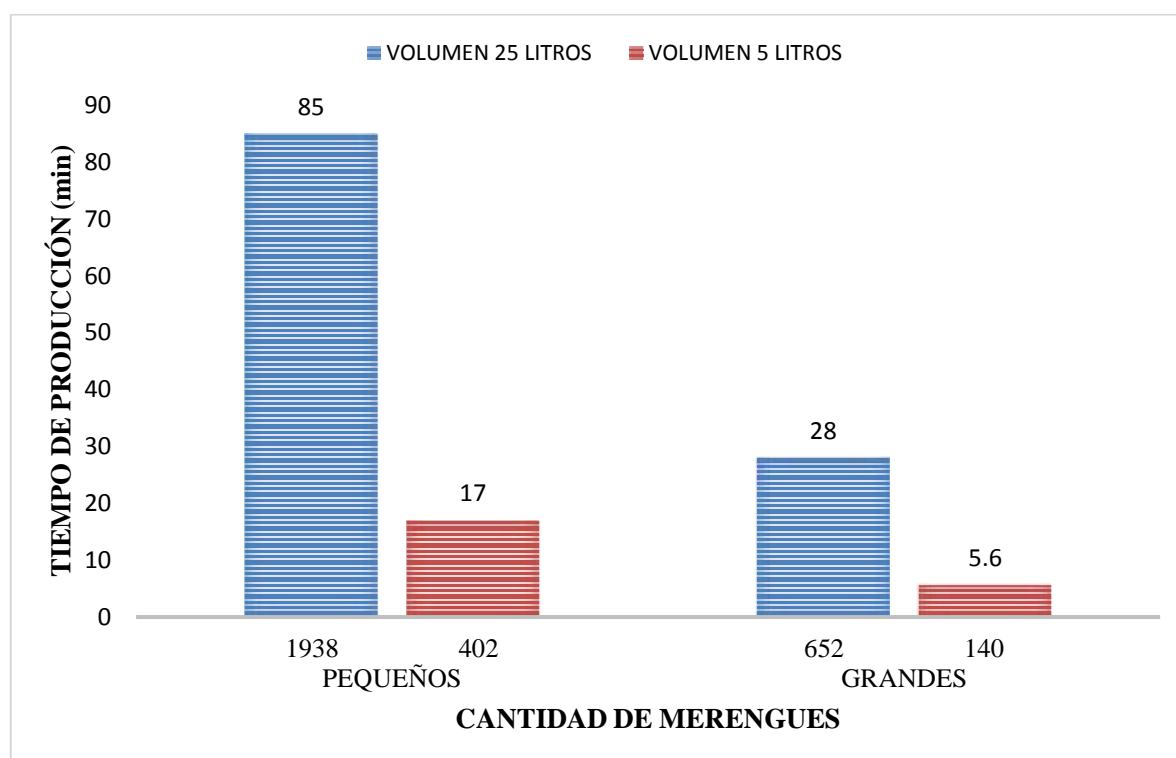


Gráfico 12-4: Tiempos de producción vs cantidad de merengues para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Tiempo de producción mensual**

Para la producción mensual se debe tomar en cuenta varios factores, uno de ellos es que las panificadoras medianas tienen generalmente de uno a 2 hornos industriales (figura 3-4) en el cual

ingresan 21 bandejas de acero inoxidable en cada uno, otro factor importante es el tiempo de horneado del merengue a 120°C siendo de 1 hora y media a dos horas dependiendo si el merengue es pequeño o grande y el tiempo de enfriado en el interior del horno durante 2 horas.



Figura 199-4: a) Bandejas de acero inoxidable, b) Recipientes para bandejas de acero inoxidable.

Fuente: (Davit85, 2020).

Para la preparación de la masa se necesita aproximadamente de 1 hora y media en un día de 8 horas de jornada, por lo cual se obtiene una producción diaria de 1008 merengues pequeños dosificados en un tiempo de 39 minutos y una producción diaria de 672 merengues grandes dosificados en un tiempo de 17 minutos, los mismos que se muestran en la tabla 9-4.

El tiempo inicial de producción de merengues diario de la primera bandeja es la misma de 25 litros de 205 segundos para pequeños y 174 segundos para grandes, por lo cual se procede hacer el cálculo de la producción para 42 bandejas, tomando una bandeja menos, la misma se muestra en la tabla 10-4.

Tabla 136-4: Tiempo del proceso de producción diario.

Actividades	Tiempo merengues pequeños (s)	Tiempo merengues grandes (s)
Colocación de la bandeja	205	
Proceso de dosificado	2255	984
Retiro de la bandeja	205	
Total	2665	1394

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 137-4: Tiempo total del proceso de producción diaria.

	Tiempo merengues pequeños (s)	Tiempo merengues grandes (s)
Tiempo inicial del proceso de producción diaria	205	174
Tiempo del proceso de producción diaria	2665	1394
Total	2870	1568

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

El tiempo de producción mensual para 20 días laborales se establece en:

- Merengues pequeños de 15 horas 57 minutos.
- Merengues grandes de 8 horas 43 minutos.

4.2.2.2. *Costos de producción*

- **Costos de producción de 25 litros de capacidad**

Los costos de producción se establecen en relación al precio de la materia prima (tabla 11-4), y los costos operativos utilizados para elaborar la cantidad adecuada de merengues en una capacidad de 25 litros, los mismos se establecen en la tabla 12-4.

Tabla 138-4: Costos de materia prima para masa tipo francés en 25 litros de capacidad.

Ingredientes	Cantidad	Precio de materia prima (\$)
Claras de huevo	250 unidades	25
Esencia de vainilla	475 ml	3,92
Azúcar	5 Kg	4,68
Azúcar glas	5 Kg	9,90
Total		43,5

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 139-4: Costos de producción de merengues tipo francés en 25 litros de capacidad.

Descripción	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Materia prima	-		43,5
Arriendo	1	250	8,34
Transporte	1	20	0,67
Mano de obra	1	400	14
Servicios básicos	1	100	3,33
Total			69,84

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

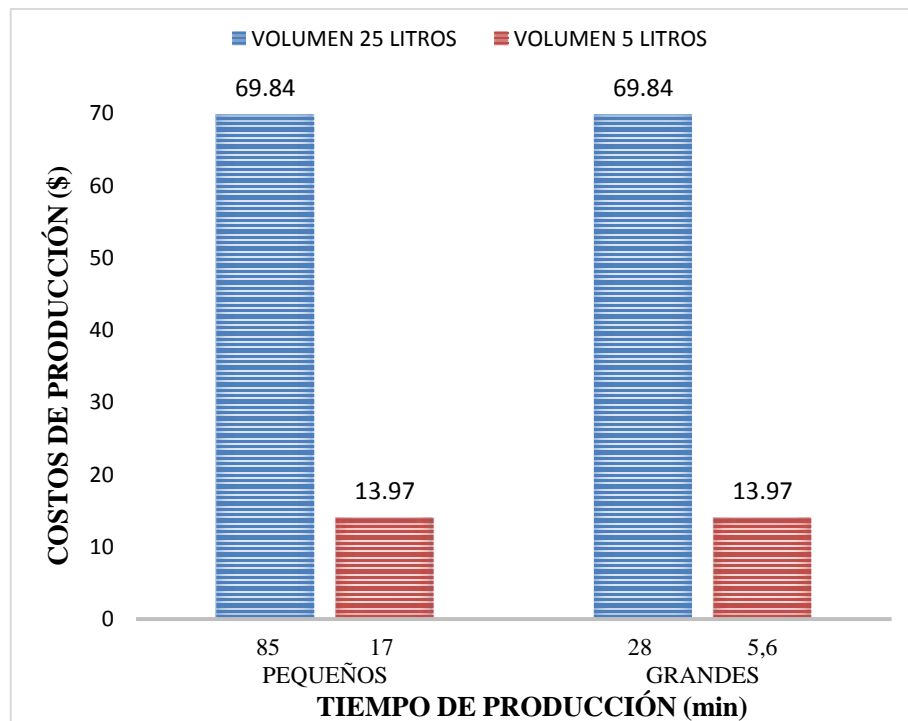


Gráfico 13-4: Costos vs tiempos de producción de merengues para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Costos de producción mensual**

Los costos de producción mensual de la materia prima (tabla 13-4), y los costos operativos utilizados para elaborar la cantidad adecuada de merengues los mismos se indican en la tabla 14-4.

Tabla 140-4: Costos de materia prima mensual de masa tipo francés.

Tamaño	Merengue Pequeño 20160 unidades		Merengue Grande 13440 unidades	
	Ingredientes	Cantidad	Precio de materia prima (\$)	Cantidad
Claros de huevo	3360 unidades	336	2240 unidades	224
Esencia de vainilla	6384 ml	52,67	4256 ml	35,12
Azúcar	67,2 Kg	62,90	44,8 Kg	41,93
Azúcar glas	67,2 Kg	133,10	44,8 Kg	88,71
Total		584,67		389,76

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 141-4: Costos de producción mensual de masa tipo francés.

Descripción	Costo unitario (\$)	Merengue Pequeño	Merengue Grande
		Costo total (\$)	Costo total (\$)
Materia prima	-	584,67	389,76
Arriendo	250	250	250
Transporte	20	20	20
Mano de obra	400	400	400
Servicios básicos	100	100	100
Total		1354,67	1159,76

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.2.2.3. Pérdidas del producto en el proceso

Para obtener las pérdidas que produce la máquina de elaboración de merengues se procedió a la realización de algunos ensayos, en donde se tomó en consideración los siguientes aspectos:

- Tiempo de proceso del merengue.
- Volumen inicial de masa ubicada en la tolva.
- Volumen final del merengue.
- Volumen de la boquilla.

- **Cálculo de pérdidas de producto en la máquina para hacer merengues**

Para el cálculo de las pérdidas del producto se tomó como volumen inicial de 5 litros, mediante el cual se tiene un producto final de 402 merengues pequeños y 140 merengues grandes.

Se realizaron varias pruebas como se indica en la tabla 15-4, las mismas que servirán para obtener un promedio de pérdidas del producto tanto en merengues pequeños como grandes.

Tabla 142-4: Pérdidas del producto en el proceso de elaboración de merengues con masa tipo francés.

Pruebas	Merengue Pequeño			Merengue Grande		
	Masa medida (gr)	Volumen desperdiciado (lt)	Pérdida %	Masa medida (gr)	Volumen desperdiciado (lt)	Pérdida %
1	16	0,85	17	30	1,20	24
2	17	0,59	11,8	31	1,11	22,2
3	16	0,85	17	31	1,11	22,2
4	16	0,85	17	30	1,20	24
5	17	0,59	11,8	30	1,20	24
Total		0,746	14,92		1,164	23,28

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

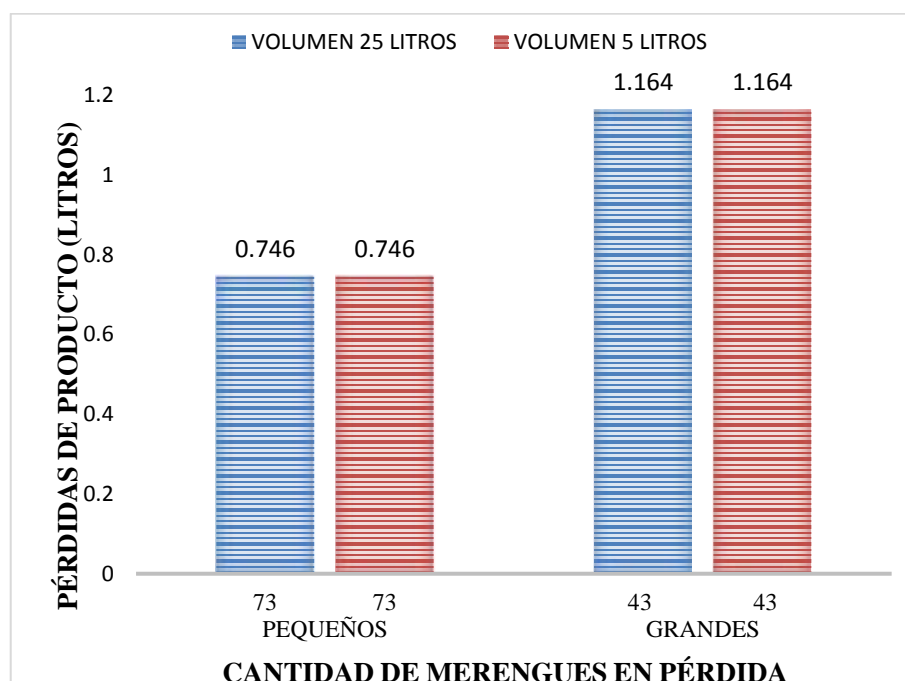


Gráfico 14-4: Pérdidas de producto de masa francesa vs cantidad de merengues en pérdida para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

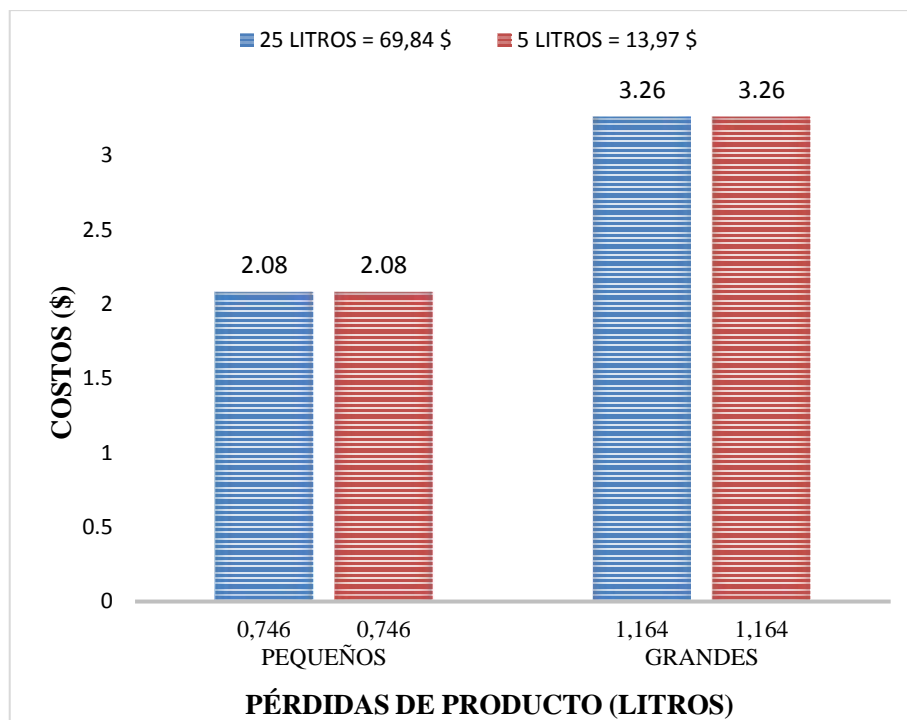


Gráfico 15-4: Costos vs pérdidas de producto de masa francesa para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.2.2.4. Resultados

Los resultados del proceso de dosificado tanto de merengues pequeños como grandes se establecen en la tabla 16-4.

Tabla 143-4: Merengues pequeños y grandes con masa tipo francés.



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.2.3. Merengues tipo suizo



Figura 200-4: Merengue tipo suizo.

Fuente: (Dolga1987, 2021).

Para el merengue tipo suizo se va a utilizar los ingredientes expuestos en la tabla 17-4, con un volumen de 5 litros.

Tabla 144-4: Cantidad de materia prima para masa tipo suiza en un volumen de 5 litros.

Volumen (Lt)	Ingredientes	Cantidad
5	Claras de huevo	50 unidades
	Esencia de vainilla	95 ml
	Azúcar	1 Kg
	Azúcar glas	1 Kg
	Agua	4 lt

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Mediante el volumen de 5 litros se procede al cálculo con 25 litros de capacidad, y se obtiene el número total de merengues tanto pequeños como grandes dosificados siendo la misma cantidad de los merengues tipo francés mostrados en la tabla 3-4.

4.2.3.1. Tiempo de producción

- **Tiempo de producción para 25 litros de capacidad**

El tiempo total de producción para 25 litros de capacidad es la misma que para merengues tipo francés, el mismo se establece en la tabla 8-4, dando como resultado para merengues pequeños el tiempo de producción de 1 hora 25 minutos, y para merengues grandes de 28 minutos.

- **Tiempo de producción mensual**

El tiempo de producción mensual por 20 días laborales es el mismo que merengues tipo francés y se establece en:

- Merengues pequeños de 15 horas 57 minutos.
- Merengues grandes de 8 horas 43 minutos.

4.2.3.2. Costos de producción

- **Costos de producción de 25 litros de capacidad**

Los costos de producción se establecen en relación al precio de la materia prima (tabla 18-4), y los costos operativos utilizados para elaborar la cantidad adecuada de merengues en una capacidad de 25 litros, los mismos se indican en la tabla 19-4.

Tabla 145-4: Costos de materia prima para masa tipo suiza en 25 litros de capacidad.

Ingredientes	Cantidad	Precio de materia prima (\$)
Claros de huevo	250 unidades	25
Esencia de vainilla	475 ml	3,92
Azúcar	5 Kg	4,68
Azúcar glas	5 Kg	9,90
Agua	20 lt	0,05
Total		43,55

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Tabla 146-4: Costos de producción de merengues tipo suizo en 25 litros de capacidad.

Descripción	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Materia prima	-		43,55
Arriendo	1	250	8,34
Transporte	1	20	0,67
Mano de obra	1	400	14
Servicios básicos	1	100	3,33
Total			69,89

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

- **Costos de producción mensual**

Los costos de materia prima mensual para masa tipo suizo se indica en la tabla 20-4.

Tabla 147-4: Costos de materia prima mensual de masa tipo suiza.

Tamaño	Merengue Pequeño 20160 unidades		Merengue Grande 13440 unidades	
	Cantidad	Precio de materia prima (\$)	Cantidad	Precio de materia prima (\$)
Claros de huevo	3360 unidades	336	2240 unidades	224
Esencia de vainilla	6384 ml	52,67	4256 ml	35,12
Azúcar	67,2 Kg	62,90	44,8 Kg	41,93
Azúcar glas	67,2 Kg	133,10	44,8 Kg	88,71
Agua	268,8 lt	0,672	179,2	0,448
Total		585,35		390,21

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Los costos de producción mensual para masa tipo suizo se indica en la tabla 21-4.

Tabla 148-4: Costos de producción mensual de masa tipo suiza.

Descripción	Costo unitario (\$)	Merengue Pequeño	Merengue Grande
		Costo total (\$)	Costo total (\$)
Materia prima	-	585,35	390,21
Arriendo	250	250	250
Transporte	20	20	20
Mano de obra	400	400	400
Servicios básicos	100	100	100
Total		1355,35	1160,21

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.2.3.3. Pérdidas del producto en el proceso

Para el cálculo de las pérdidas del producto se tomó como volumen inicial de 5 litros, mediante el cual se tiene un producto final de 402 merengues pequeños y 140 merengues grandes.

Se realizaron varias pruebas como se indica en la tabla 22-4, las mismas servirán para obtener un promedio de pérdidas del producto tanto en merengues pequeños como grandes.

Tabla 149-4: Pérdidas del producto en el proceso de elaboración de merengues con masa tipo suizo.

Pruebas	Merengue Pequeño			Merengue Grande		
	Masa medida (gr)	Volumen desperdiciado (lt)	Pérdida %	Masa medida (gr)	Volumen desperdiciado (lt)	Pérdida %
1	16	0,85	17	30	1,20	24
2	16,5	0,72	14,4	30,4	1,17	23,4
3	16	0,85	17	30,5	1,16	23,2
4	16,5	0,72	14,4	30	1,20	24
5	16	0,85	17	30	1,20	24
Total		0,798	15,96		1,186	23,72

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

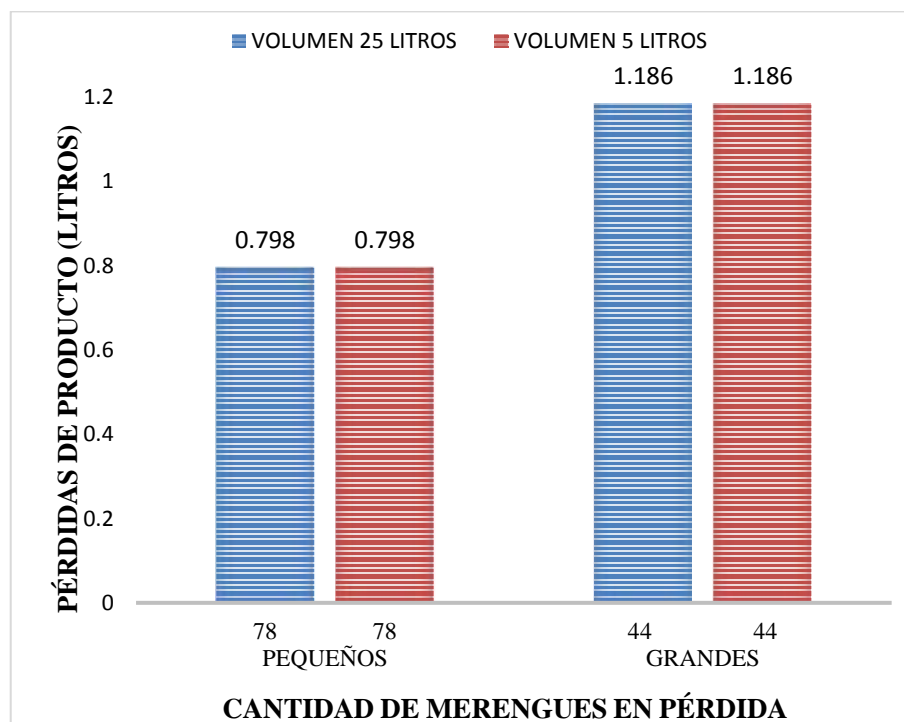


Gráfico 16-4: Pérdidas de producto de masa suiza vs cantidad de merengues en pérdida para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

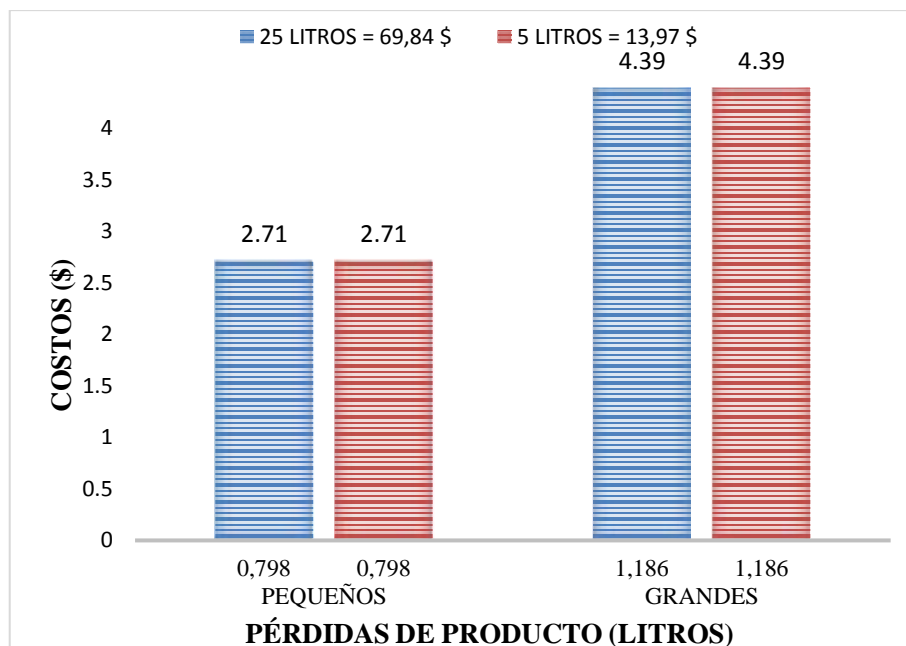


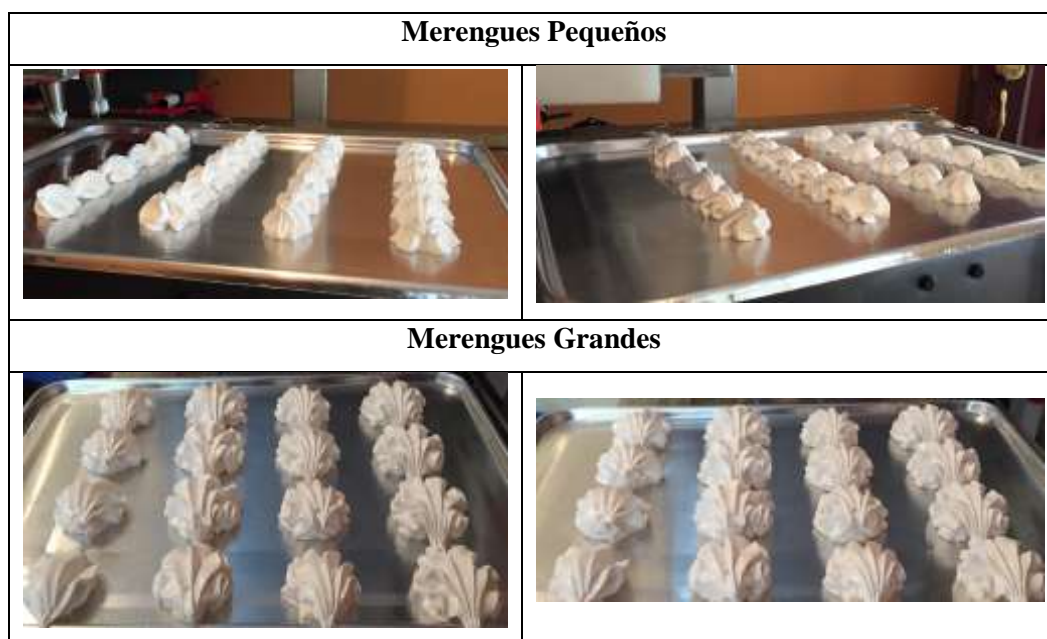
Gráfico 17-4: Costos vs pérdidas de producto de masa suiza para una capacidad de 5 y 25 litros.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.2.3.4. Resultados

Los resultados del proceso de dosificado tanto de merengues pequeños como grandes se establecen en la tabla 23-4.

Tabla 150-4: Merengues pequeños y grandes con masa tipo suiza.



Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Realizado por: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.3. Características del producto final

4.3.1. Merengue pequeño

La máquina se diseñó para realizar merengues de tamaño pequeño y grande, el pequeño se consideró según datos de empresas que realizan este producto, una masa aproximada de 16 [gr], sabiendo que su densidad es igual a 1.55 [gr/cm³] nos da un volumen de cada merengue de 10.32 [cm³].

En las pruebas de funcionalidad realizadas con la máquina se puede comprobar que el diseño del sistema de dosificado está entregando un producto con un peso de 17 gramos con un diámetro aproximado de 5 centímetros, como se puede visualizar en la figura 5-4 respectivamente, muy próxima a los datos teóricos de donde se partió para realizar el diseño, el cual especifica el peso de los merengues dosificados por medio de las 4 boquillas, dependiendo del tamaño aproximadamente.

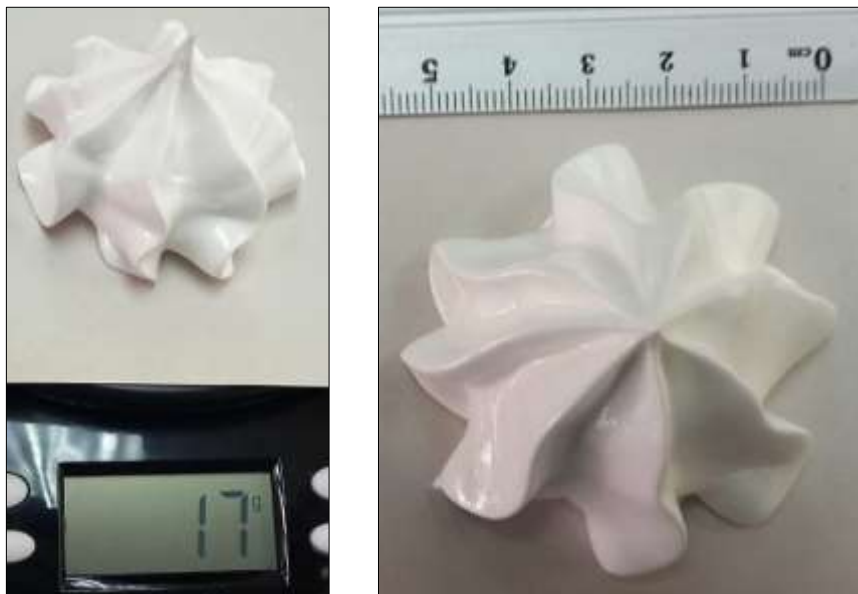


Figura 201-4: a) Peso de merengue pequeño, b) Dimensión del merengue pequeño.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Como podemos observar en la tabla 15-4 y 22-4 se da el proceso óptimo de dosificado en el cual se establece una pérdida promedio de producto de 0,746 litros, las variaciones en las pruebas son mínimas considerando que se parte de una capacidad de 5 litros de masa de merengue o en 25 litros de capacidad, sin embargo el término pérdida se utiliza solo para fines de cálculo de la masa que ya no puede ser dosificada por los engranes, pero ésta masa se la puede recuperar al desarmar

el sistema de dosificado y ser utilizada para adornar tortas, pasteles, o incluso realizar una mínima cantidad de merengues de forma manual.

4.3.2. *Merengue grande*

En el caso de los merengues grandes en las pruebas de funcionalidad resultó un mejor aprovechamiento del producto cuando la masa del suspiro esta entre los 29 y 30 gramos de acuerdo a las tablas 15-4 y 22-4, donde se tiene una pérdida del producto 23,72% respectivamente. Mediante el aumento de masa dosificada se tiene que los últimos merengues dosificados ya no cumplen con el peso, tamaño y forma uniforme en todas sus boquillas, convirtiéndose en pérdidas de 1,186 litros aproximadamente.



Figura 202-4: a) Peso de merengue grande, b) Dimensión del merengue grande.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

Como se observa en la figura 6-4 el peso del suspiro es de 29 gramos y un diámetro aproximado de 8 centímetros, de un total de masa de 5 litros o 25 litros la pérdida por dosificado es aceptable, sin tomar en cuenta el producto que se queda en las paredes de la tolva y en los engranes dosificadores que puede ser aprovechado como en el caso de los merengues pequeños.

4.4. **Calidad del producto final**

En cuanto a la calidad se refiere a la forma, se puede evidenciar la diferencia entre los merengues realizados de forma manual (figura 8-4), y los dosificados mediante la máquina (figura 7-4), donde se puede diferenciar a los merengues elaborados con la máquina dosificadora que tienen una forma mucho más consistente y agradable a la vista, esto es muy importante, por lo que la

mayoría de productos que se quieren vender deben dar una buena impresión visual, todo ello dependiendo de la boquilla utilizada por parte del usuario.

Se realizó la comparación de nuestro producto con dos ejemplares de diferentes tiendas en donde venden esta clase de dulces, los mismos se indican en la figura 8-4 y 9-4.

Para merengues pequeños respecto a los que elaboran manualmente se tiene una diferencia donde no existe uniformidad (figura 8-4 y 9-4), respecto a los elaborados por nuestra máquina (figura 7-4).



Figura 203-4: a) Merengue tipo francés pequeño, b) Merengue tipo suizo pequeño.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 204-4: Merengues pequeños local #1.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.



Figura 205-4: Merengues pequeños local #2.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

En los merengues de tamaño grande también existe una gran diferencia en la forma de presentación del producto, como se puede observar en la figura 10-4a realizada en la máquina dosificadora y la realizada de forma artesanal (figura 10-4b), el merengue elaborada en la máquina tiene una forma mucho más concisa a diferencia de la otra que es una masa sin forma, con esto no quiere decir que la una esté bien y la otra no, simplemente que el producto elaborado por la máquina dosificadora nos brinda un producto final agradable a la vista respecto al realizado manualmente.



Figura 206-4: a) Merengue grande realizado mediante la máquina, b) Merengue grande realizado manualmente.

Fuente: Caisaguano, P. & Zapata, P., 2021.

4.5. Análisis de resultados

- Se desarrolló un archivo Excel que permite tener el control de producción de manera rápida, sea diaria, semanal o mensual, dependiendo del requerimiento del usuario, el mismo que nos indica la cantidad de merengues pequeños, grandes y deditos que se han realizado, el cual a

través del precio establecido por el usuario permite tener el precio total generado de la producción.

- Se realizaron 10 pruebas con masa de merengue para obtener los tiempos óptimos de dosificación, separación de merengues y detección de bandejas establecidos en la tabla 4-4, los cuales sirvieron para tener calidad en el producto con una cantidad de dosificado del merengue apropiada tanto para pequeños, grandes y deditos.
- La capacidad total que puede producir la máquina tanto para merengues tipo francés y suizo es de 25 litros, a través de ello se realizaron las pruebas pertinentes, donde se consiguió el tiempo total que se demora en dosificar o inyectar toda la masa, obteniendo como resultado una cantidad de 1938 merengues pequeños de 16 gr cada uno aproximadamente en un tiempo total de 1 hora 25 minutos, y para merengues grandes una cantidad de 652 unidades de 30 gr cada uno aproximadamente en un tiempo total de 28 minutos como lo muestra el gráfico 1-4 y 2-4.
- Para una producción mensual independiente de la masa utilizada, se tomó en consideración que la máquina se destinó para pequeñas y medianas panificadoras, las mismas que cuentan de 1 a 2 hornos industriales que pueden abarcar hasta 21 bandejas de acero inoxidable cada uno. Mediante ésta información se establece que la cantidad de merengues pequeños que pueda producir diariamente en una jornada de 8 horas, trabajando la máquina una cantidad de 39 minutos, es de 1008 unidades y mensualmente es de 20160 merengues, y para merengues grandes en un tiempo de 17 minutos, es de 672 unidades y mensualmente es de 13440 unidades, todo ello tomando en consideración el tiempo de preparación de la masa y la máquina siendo aproximadamente 1 hora y media, además es necesario de 1 hora y media a 2 horas de horneado y 2 horas de enfriado dentro del mismo.
- Los costos de producción de la máquina a su máxima capacidad de 25 litros son de \$ 69.84 (gráfico 3-4), para una cantidad de 1938 merengues pequeños o 652 merengues grandes.
- En cuanto a los costos de producción mensual para masa tipo francesa de 20160 merengues pequeños se establece en \$ 1354.67 y para 13440 merengues grandes en \$ 1159.76, determinando una variación de \$ 1 aproximado en relación a la masa tipo suiza para la misma cantidad de merengues.
- Las pérdidas del producto en la máquina tras la elaboración de merengues pequeños en masa tipo francés (gráfico 4-4), cuyo peso aproximado de cada merengue es de 16 [gr], se establece

que en un volumen de 5 litros son de 14,92 % lo que representa 0,746 litros del volumen inicial, esto quiere decir que para cada merengue se utiliza un volumen de 0,0103226 [lt], dando aproximadamente 73 merengues pequeños en pérdidas del total de merengues de 475 unidades que se puede producir en esa cantidad de masa, debido al alojamiento de la misma en las boquillas una vez terminado la inyección y de igual forma la masa en los dientes de los engranes.

- Para las pérdidas del producto en la elaboración de merengues grandes con masa tipo francés (gráfico 4-4), y un peso aproximado de 30 [gr], se tiene una pérdida del 23,28 % que representa 1,164 [lt] del volumen inicial, lo que quiere decir, para cada merengue se utiliza un volumen de 0,027097 [lt], dando aproximadamente 43 merengues grandes en pérdidas del total de merengues de 183 unidades que puede producir en esa cantidad de masa.
- En cuanto al costo de las pérdidas del producto se establece en \$2,08 para merengues pequeños y \$3,26 para merengues grandes con masa tipo suiza mostrados en el gráfico 5-4.
- Las pérdidas con masa tipo suiza (gráfico 6-4), son similares respecto a la masa francesa, obteniendo una diferencia de 1,04 % más del merengue pequeño y 0,44 % más del merengue grande, debido al modo de preparación de la masa en cada caso.
- De manera general se establece que la calidad del merengue pequeño y grande es óptima independientemente del tipo de masa utilizada, obteniendo merengues de dimensiones iguales con un esfuerzo menor por parte del operario, distribuidos uniformemente sobre la bandeja, con una consistencia adecuada para su posterior ingreso al horno.
- Las características de los merengues independiente de la masa utilizada se establecen que para merengues pequeños el peso ideal es de 17 [gr] con un diámetro de 5 [cm], y para merengues grandes el peso ideal de 29 [gr] con un diámetro de 8 [cm] como se observa en la figura 5-4 y 6-4.
- La calidad del merengue se verifica en la forma final del producto, de acuerdo a ello se establece que tanto merengues pequeños como grandes cumplen con la uniformidad en su forma y son llamativos para consumo humano (figura 7-4 y 10-4a), por lo cual se toma como punto clave para elaborar merengues de diversos colores o sabores.

CONCLUSIONES

- Los elementos mecánicos y estructurales primordiales de la máquina fueron diseñados en base a los fundamentos teóricos del diseño de ingeniería mecánica, estableciendo como elemento crítico al eje motriz del sistema de dosificado, ya que al ser un polímero de grado alimenticio tiene una resistencia a la fluencia y a la tracción bajos en relación a un acero inoxidable, por lo que sometido a las cargas pertinentes y a un dimensionamiento en función al espacio de uso se determinó un coeficiente de seguridad de 2.03, que indica que el diseño del eje es aceptable, va a soportar las cargas y no va a llegar al fallo.
- Se obtuvo resultados satisfactorios a través de la simulación mediante ANSYS de los elementos mecánicos y estructurales fundamentales de la máquina, dando como resultado para el eje motriz del sistema de dosificado una deformación de 0,80123 [mm], el mismo que cumple con los requerimientos de resistencia mecánica que solicita la máquina para soportar la capacidad establecida. El factor de seguridad de todos los elementos mecánicos y estructurales involucrados varían entre 2.03 a 16.
- La fabricación de los elementos mecánicos y estructurales se estableció en base a los requerimientos de la máquina tomando en consideración los planos mecánicos bajo la norma CPE INEN 003:1989 “Código de Dibujo Técnico Mecánico”, para su posterior montaje de acuerdo al tipo de sistema que conforma la máquina.
- Se realizó el diseño del sistema de control y automatización de los accionamientos de la máquina para elaborar merengues, seleccionando como elemento electrónico central al PLC LOGO que permite tener un control eficaz, seguro y rápido de todos los componentes electrónicos que conforman la máquina, consiguiendo el funcionamiento semiautomático de la misma.
- Mediante las pruebas de funcionalidad se logró realizar un control de producción a través del PLC LOGO que permite obtener la cantidad total de merengues producidos a la máxima capacidad de la máquina de 25 litros, obteniendo 1938 merengues pequeños en un tiempo de 85 minutos, o 652 merengues grandes en un tiempo de 28 minutos independiente del tipo de masa utilizada.
- Para la capacidad máxima de la máquina de 25 litros, los costos de producción son de \$69.84 utilizando masa tipo francés, variando en 5 centavos menos respecto a la masa tipo suiza.

- La dosificación homogénea constante y precisa en las 4 boquillas garantiza un producto estandarizado que cumple con todos los requerimientos, tal es el caso del peso y dimensión del merengue que se establece en 17 [gr] para merengues pequeños con un diámetro de 5 [cm] y en 29 [gr] para merengues grandes con un diámetro de 8 [cm], de igual manera se verifica que la forma y uniformidad del merengue es idónea, lo que permitirá que el producto final llegue a ser competitivo en el mercado.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda cambiar el material de los engranes del sistema de dosificado a un material que posea propiedades superiores al grilón a un bajo costo y sea de grado alimenticio, permitiendo obtener una resistencia mecánica superior.
- Modificar el diseño del sistema de elevación para obtener menor tiempo en el proceso de elaboración de merengues, conservando calidad y características del mismo.
- Realizar estudios sobre la posibilidad de aumento de boquillas en el sistema de inyección de la máquina, tomando como referencia una bandeja estándar, que permita obtener en una sola dosificación la cantidad total de merengues por bandeja en menor tiempo.
- Es recomendable diseñar un mecanismo automático que permita desplazar la masa del sistema de abastecimiento de manera uniforme para que no exista variación en las características del producto final, como es el caso de los últimos merengues inyectados, ya que este proceso lo hace el operario manualmente.

BIBLIOGRAFÍA

3DCADPORTAL. ANSYS [blog]. Disponible en: <https://www.3dcadportal.com/ansys.html>.

AAMSA. *Placa A-36, abastecedora de Aceros y Máquinas, S.A. de C.V.* [Consulta: 24 de Febrero de 2021]. Disponible en: <http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/>.

AISC. *Manual de Construcción de Estructuras Metálicas.* 9ª ed, p. 1145.

ALMEIDA UNDA, María Sol. Los dulces tradicionales del Centro Histórico de Quito, Análisis Cultural alimentario. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad San Francisco de Quito, Quito, Ecuador. 2018.

ALVARADO, Francisco. Propuesta de diseño y cálculo para una banda transportadora de rodillos para piedrín. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala. 2016. p. 164.

ANSI/ASME B106.1M. *Design of Transmission Shafting.* U.S.A. 1985, p. 32.

ANSI/AWS D1.1. *Código para Soldadura Estructural-Acero.* 2000. [Consulta: 10 de Marzo de 2021]. Disponible en: <https://www.soldaceros.com.pe/wp-content/uploads/2015/09/ANSI-AWS-D1.1.-2000.pdf>.

AUTOMATIZACIÓN. *Bombas Hidráulicas: Bombas de Engranajes y Bombas de Paletas* [blog]. 2011. [Consulta: 04 de Febrero de 2021]. Disponible en: <http://industrial-automatica.blogspot.com/2011/08/bombas-hidraulicas-2-bombas-de.html>.

BALMACEDA, G; et al. *Fundamentos teórico-prácticos para auxiliares de laboratorio* [blog]. 2018. [Consulta: 13 de Febrero de 2020]. Disponible en: https://rehip.unr.edu.ar/bitstream/handle/2133/11504/librofundamentos.pdf?sequence=3&isAllowed=y&fbclid=IwAR0Xg7gXkXQIGXC_seP_5rJCHRU8e7lhAOxy96bIyqZ8uzah4ehMf5uWBno.

BARRERA, Julio. *El sabor de la memoria historia de la cocina quiteña.* Primera. Quito : A.P. Bustillos, 2008, p. 358. ISBN: 978-9978-366-02-8.

BOSCH. *Motores Eléctricos*. 2018. [Consulta: 27 de Febrero de 2021]. Disponible en: http://www.boschautopartes.com/media/la/aa_sites_la/products_and_services/confort/Catalogo_Motores-Eletricos_2018_ES.pdf.

BUDYNAS, G & NISBETT, J. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 9ª ed. Mexico : McGRAW-Hill/Interamericana editores, S. A. DE C. V., 2008. ISBN 978-607-15-0771-6.

C.G.A. *SAE 1020 Y SAE 1045*. Cía. General de Aceros S.A. 2007. [Consulta: 12 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf?sequence=2>.

CANGAS, J & CHAGUAMATE, C. Diseño y construcción de una máquina semiautomática Gravimétrica para el llenado con tierra de bolsas usadas en viveros forestales. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2007.

CANTO, Carlos. *Automatización Conceptos Generales* [blog]. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: http://galia.fc.uaslp.mx/~cantocar/automatas/PRESENTACIONES_PLC_PDF_S/3_AUTOMATIZACION_GENERAL.PDF.

CARRILLO, W & REMACHE, W. Análisis estructural del habitáculo y fabricación del depósito de combustible del vehículo híbrido tipo buggy biplaza 4x4, para la carrera de ingeniería automotriz. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador. 2018. p. 154.

CARVAJAL, Christian & COCHA, Juan. Estudio de la influencia de los parámetros de corte y geometría con herramienta de acero rápido en procesos de mecanizado en el polímero poliamida 6. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador. 2018. p. 139.

CHRISTIAN. *Innovación en la industria alimentaria, tendencias actuales* [blog]. 2020. [Consulta: 03 de Enero de 2021]. Disponible en: <http://www.pilarica.es/innovacion-industria-alimentaria/>.

CINJORDIZ, César. *Cálculo de un condensador para un motor eléctrico* [blog]. 2016. [Consulta: 06 de Marzo de 2021]. Disponible en: <https://www.infootec.net/calculo-condensador-motor-electrico/>.

CSUNITEC. *UNITEC Herramientas industriales, Acabado de acero inoxidable para aplicaciones de grado alimenticio* [blog]. 2021. Disponible en: <https://www.csunitec.com/es/centro-de-recursos/articulos/acabado-de-acero-inoxidable-para-aplicaciones-de-grado-alimenticio>.

DAVIT85. *Pastelero saca del horno galletas de mantequilla preparadas* [blog]. 2020. [Consulta: 13 de Marzo de 2021].

DIARIODELACONSTRUCCIÓN. *Frame Design: aplicación que analiza reacciones de estructuras 2D* [blog]. 2016. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://noticias.costosperu.com/noticias/innovacion/frame-design-aplicacion-estructuras-2d/>.

DÍAZ, Alicia & LESCANO, Enrique. Diseño y construcción de una máquina dosificadora de malvaviscos para la empresa EMPAG S.A. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2012. p. 192.

DIEZ, Gabriela. *Merengue italiano, francés y suizo* [blog]. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://cookpad.com/es/recetas/120848-merengue-italiano-frances-y-suizo>.

DIPAC. *Catálogo de productos de Acero* [blog]. 2016. [Consulta: 10 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://www.dipacmanta.com/>.

DOLGA. *Merengues* [blog]. 2021. [Consulta: 13 de Marzo de 2021.]

ECM. *Grupo eléctrico comercial Mejía* [blog]. 2021. [Consulta: 04 de Marzo de 2021]. Disponible en: <https://www.grupoecmejia.com/>.

ESARTE, Ander. *SAP2000 DE IGENMAI* [blog]. 2020. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://www.espaciobim.com/sap2000>.

ESPACIOS. *Qué es LOGO! Siemens y cómo funciona* [blog]. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://www.autycom.com/que-es-logo-siemens-y-como-funciona/>.

FAG. *Rodamientos FAG* [blog]. Disponible en: www.fag.com.

FERNÁNDEZ, Freile. *Ingeniería y Proyectos* [blog]. 2017. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: https://www.adrformacion.com/knowledge/ingenieria-y-proyectos/_que_es_solidworks_.html.

FERRUFINO, V. *Mujer buen provecho* [blog]. 2003. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <http://www.elsalvador.com/mujer/buenprovecho/2003/05/contacto.asp>.

FLORES, Carlos. *Soldadura al arco eléctrico SMAW* [blog]. 2009, p. 12.

FLUIDECO. *Qué es una bomba de engranes?* [blog]. 2020. [Consulta: 03 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://fluideco.com/que-es-una-bomba-de-engranajes-y-como-funciona/>.

GARAVITO, Julio. *Fresado y Taladrado, Protocolo*. 2007, p. 32.

GARCÍA, Héctor. Diseño de un sistema de transporte continuo de capacidad 500 kg/hora. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2010. p. 175.

GARCÍA, María. *Concepto de máquina* [blog]. 2014. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: https://es.slideshare.net/MariaGarcia38/concepto-de-maquina?fbclid=IwAR1n0AnxM4FVd2DiYccKwvorSY-oUbH4MRduD6w62Lj_00hLYAmA4ISU1Bo.

GARRIDO, J & GUEMES, N. *Efecto del proceso en la elaboración de merengues* [blog]. [Consulta: 02 de Febrero de 2021]. Disponible en: https://www.uaeh.edu.mx/scige/boletin/icap/n6/m2.html?fbclid=IwAR3mOOboD_5-b_4OIopslnXrAaULfs-Nuxxs2Q4AnReAvy2GL8FRXxXveWE#:~:text=En%20t%C3%A9rminos%20cuantitativos%20los%20ingredientes,Dollet%20%26%20Raufaste%2C%202014.

HABASIT. *Bandas transportadoras ligeras* [blog]. [Consulta: 27 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://www2.habasit.com/es/descargas.htm>.

HIDRAOIL. *Funcionamiento de las bombas de engranajes externos* [blog]. 2012. Disponible en: <https://www.hidraoil.es/articulo/funcionamiento-de-las-bombas-de-engranajes-externos/>.

HINOJOSA, Heber. *Software para diseño de transportadoras de banda*. Guayaquil : s.n., 2002.

HORNO-ELÉCTRICO. *Bandejas de horno del mercado* [blog]. [Consulta: 02 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://horno-electrico.com/bandejas-para-horno/>.

ECURED. *Industria Alimenticia* [blog]. 2019.

INEN. *Tableros, gabinetes, cajas de paso, cajas de alumbrado, racks y accesorios de rack* [blog]. 2010. [Consulta: 04 de Marzo de 2021]. Disponible en: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/2568.pdf>.

KENNETH, J. *Bombas Selección, uso y mantenimiento*. México : McGRAW-HILL, 1998, p. 379.

KIRK, R; et al. *Azúcares y conservadores*. 2ª ed. México D.F : Continental, 1996.

KOYO. *Tablas de dimensiones de Chumaceras* [blog]. [Consulta: 27 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://koyola.com.pa/pdf/chumaceras/2.pdf?fbclid=IwAR2f7QDZZgqUsO286JPLOfFFII52i5sM6q82LcKtXQWSBwi7vk2fOLjrDi8>.

LARBURU, N. *Máquinas Prontuario Técnicas Máquinas Herramientas*. s.l. : Paraninfo, p. 621.

LEATHERBAG. *Boquillas de antorcha de bola rusa, flores, Fondant, glaseado, tubería, boquilla, galleta, helado, pasteles, herramientas de decoración de pasteles* [blog]. 2019. [Consulta: 03 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://e.anvas.info/e-es/item/4000415160818>.

LS. *Catálogo de Contactores e Interruptores Automáticos de Baja Tensión* [blog]. [Consulta: 09 de Marzo de 2021]. Disponible en: <http://www.web.clas.cl/imgmodulo/archivos1/284.pdf>.

MARTÍNEZ, Josep. *Los 7 pasos para la innovación en el desarrollo de nuevos productos de alimentación* [blog]. 2016. [Consulta: 03 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://www.ainia.es/tecnoalimentalia/consumidor/los-7-pasos-para-la-innovacion-en-el-desarrollo-de-nuevos-productos-de-alimentacion/>.

MERIAM, J & KRAIGE, L. *Mecánica para Ingenieros ESTÁTICA*. 2ª ed. s.l. : Reverté, S.A, p. 423.

MOLINA, Martha. Evaluación de la preferencia del merengue con canela como muestra patrón, frente a cuatro productos similares producidos artesanalmente en Portoviejo. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí, Manta, Ecuador. 2008. p. 121.

MORALES, Anzaldúa. *La evaluación sensorial de los alimentos teoría y práctica*. Zaragoza: Acribia, 1994, pp. 1-7.

MORENO, Eduardo. Diseño de una máquina empacadora, dosificadora y selladora de fundas para arroz. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2010.

MOSQUERA, José & SANDOBALIN, Guido. Diseño e implementación de una línea de envasado para agua purificada en envases de 5 litros para la empresa GRANBOTTLE CÍA. LTDA. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador. 2010. p. 113.

NORTON, Robert. *Diseño de Máquinas*. 4ª ed. México : Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2011, p. 1056. ISBN VERSIÓN IMPRESA: 978-607-32-0589-4.

NYLACAST. *Placa de polietileno* [blog]. 2018. [Consulta: 02 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://www.directindustry.es/prod/nylacast/product-20904-1750799.html>.

OED. *Oxford English Dictionary* [blog]. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://www.oed.com/>.

ORTEGA, Henry; et al. Diseño y construcción de una máquina dosificadora de masa para la elaboración de humitas para la empresa "Del Valle Lojano". (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2011. p. 143.

PÁSTOR, M. *Introducción a la metalurgia de la soldadura*. Ambato : s.n., 2004, p. 174.

PÉREZ, J & MERINO, M. *Automatización* [blog]. 2016. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: <https://definicion.de/automatizacion/>.

PINO, Eduardo. Software para Diseño de Transportadores de Tornillo SinFín. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador. 2005. p. 277.

PIRELLI. *Manual de cálculo de cintas transportadoras*. Argentina : s.n., 1998, p. 57.

QUISHPILLO, S & MORETA, L. Diseño y construcción de una máquina prototipo para fabricación de platos biodegradables a partir de biomasa. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador. 2020. p. 144.

REULEAUX. *Máquinas y mecanismos* [blog]. [Consulta: 02 de Enero de 2021]. Disponible en: http://agrega.juntadeandalucia.es/repositorio/30012013/59/es-an_2013013013_9192054/ODE-0c48ed06-4153-307f-821e-837aa4c39205/1_mquinas_y_mecanismos.html.

REXNORD. *Rexnord and Link-Belt Roller Chains* [blog]. [Consulta: 27 de Febrero de 2021]. Disponible en: www.rexnord.com/documentation.

RIBA, Carles. *Diseño concurrente*. Barcelona : UPC, 2002, p. 226. ISBN: 84-8301-598-6.

RODRÍGUEZ, Hermenegildo. *Cálculo y diseño de cintas transportadoras* [blog]. 2020. [Consulta: 17 de Febrero de 2021]. Disponible en: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html?fbclid=IwAR3SyRD7daJrdR8d1tGvmT8a0_oNkXc8iW6_Guiqas7G_gWv1-A1xKWkTBc.

RODRÍGUEZ, J. *Pesos específicos y densidades de materiales y elementos constructivos* [blog]. [Consulta: 03 de Febrero de 2021]. Disponible en: <https://ingemecanica.com/tutoriales/pesos.html?fbclid=IwAR1vJm3AxJw9N8iy7Ty1QEPLTe8DN704jq0WxWfmIqnO-u-y4xwSmBj5wEE>.

RODRIGUEZ, Miguel. *Bomba de Engranajes* [blog]. 2013. Disponible en: <https://es.slideshare.net/m410n31/bomba-de-engranajes>.

ROULONDS. *Catálogo de bandas transportadoras.*

SALINAS, José. *Diseño y Construcción de una Máquina, para la Elaboración de Postes de Fibra de Vidrio Reforzada (F.V.R).* (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad San Francisco de Quito, Quito, Ecuador. 2014. p. 168.

SALVADOR, Badui. *Química de los alimentos.* 4ª ed. México : Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana. Reg. Núm. 1031, 2006, p. 738. ISBN: 970-26-0670-5.

SIEMENS. *Catálogo LOGO! SIEMENS* [blog]. 2003. [Consulta: 02 de Marzo de 2021]. Disponible en: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/461/16527461/att_82567/v1/Logo_s.pdf.

SLELRO, Sara. *Boquillas básicas para iniciarse en el mundo de la repostería creativa* [blog]. 2017. [Consulta: 03 de Enero de 2021]. Disponible en: https://www.elespanol.com/cocinillas/recetas/postres/20170802/boquillas-basicas-iniciarse-mundo-reposteria-creativa/1000943955597_30.html.

TERNIUM. *Tolerancias y Ajustes.* p. 84.

TRANSTECNO. *Catálogo de Motorreductores* [blog]. [Consulta: 27 de Febrero de 2021]. Disponible en: https://www.transtecno.com/wordpress/wp-content/uploads/2017/11/270id-Transtecno-Catalogue-Alu-AC-IEC-60-Hz-Gearmotors_0817.pdf?fbclid=IwAR1SS2z_Og79BRXgUBMPQXZGT-JGYcdVzTI5GF1INbBa01HDzaCIDywE6TY.

USECHE, Vanegas. *Diseño de árboles* [blog]. 2011. [Consulta: 10 de Febrero de 2021]. Disponible en: http://blog.utp.edu.co/ivanegas/files/2011/08/PresCap7_Arb.pdf.

VANEGAS, Libardo. *Diseño de Elementos de Máquinas.* Pereira : Universidad Tecnológica de Pereira, 2018, p. 526. ISBN: 978-958-722-301-9.

VASCO, K. Investigación de la repostería y confitería tradicional de la ciudad de Quito y elaboración de un recetario. (Trabajo de titulación) (Pregrado), Universidad Internacional del Ecuador, Quito, Ecuador. 2013. p. 118.

WESTARCO. *Guía de electrodos para soldar West Arco* [blog]. [Consulta: 10 de Febrero de 2021]. Disponible en:
https://www.westarco.com/westarco/sp/support/documentation/upload/catalogo-resumido-westarco.pdf?fbclid=IwAR38tumbDD7ibsippSvdsclg-OHsGUoQ0bczKy_faxJEILxu_IT6PksAnd4.

ZUBICARAY, Manuel. *Bombas Teoría, Diseño y Aplicaciones*. Loja : LIMUSA, S.A., 2005, p. 262. ISBN 968-18-0509-7.

ANEXOS



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS PARA EL
APRENDIZAJE



UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS

REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Fecha de entrega: 01 / 09 / 2021

INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)
Nombres – Apellidos: PAULO CÉSAR ZAPATA BAZANTES EDWIN PAÚL CAISAGUANO VILLA
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: MECÁNICA
Carrera: MECÁNICA
Título a optar: INGENIERO MECÁNICO
f. Analista de Biblioteca responsable: Lcdo. Holger Ramos, MSc.



Firmado electrónicamente por:
**HOLGER GERMAN
RAMOS UVIDIA**