



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA PARA LA
OBTENCIÓN DE AGREGADOS UTILIZANDO NEUMÁTICOS Y
BOTELLAS RECICLADAS SIGUIENDO LA NORMA ASTM E11”**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR:

DARWIN ROBERTO VÁSCONEZ NÚÑEZ

Riobamba – Ecuador

2022



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA PARA LA
OBTENCIÓN DE AGREGADOS UTILIZANDO NEUMÁTICOS Y
BOTELLAS RECICLADAS SIGUIENDO LA NORMA ASTM E11”**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR: DARWIN ROBERTO VÁSCONEZ NÚÑEZ

DIRECTOR: ING. FABIAN EDUARDO BASTIDAS ALARCÓN MSC.

Riobamba – Ecuador

2022

© 2022, Darwin Roberto Vásquez Núñez

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

Yo, DARWIN ROBERTO VÁSCONEZ NÚÑEZ, declaro que el presente Trabajo de Integración Curricular es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo 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, 04 de julio de 2022



Darwin Roberto Vásquez Núñez

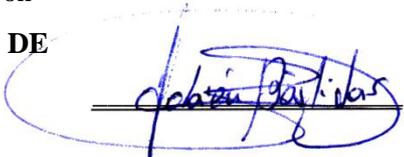
180447457-3

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA PARA LA OBTENCIÓN DE AGREGADOS UTILIZANDO NEUMÁTICOS Y BOTELLAS RECICLADAS SIGUIENDO LA NORMA ASTM E11**, realizado por el señor: **DARWIN ROBERTO VÁSCONEZ NÚÑEZ** , ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	Firma	Fecha
Dr. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2022-07-04
Mtr. Fabian Eduardo Bastidas Alarcón DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN		2022-07-04
Mtr. Santiago Alejandro López Ortiz MIEMBRO DE TRIBUNAL		2022-07-04

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación va dedicado a Dios por darme la sabiduría y la salud para salir adelante en este camino, a mi madre Rosario quien con su sacrificio y apoyo incondicional me ha permitido seguir adelante y cumplir una de mis anheladas metas, a mis padrinos Irma y Luis quienes con su ayuda, consejos y apoyo pude seguir adelante y no desmayar en las dificultades que se me presentaron en la etapa estudiantil, de igual manera a mi novia Evelyn por su apoyo incondicional, sus palabras de aliento para seguir adelante y concluir mi carrera. A mi familia, amigos y todas las personas que durante todo este tiempo me han apoyado para lograr este objetivo.

Darwin

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a la Carrera de Ingeniería Mecánica, por la oportunidad de estudiar y adquirir grandes conocimientos durante toda mi formación profesional. Al Ing. Fabián Bastidas e Ing. Santiago López que desempeñaron los cargos de Tutor y Asesor respectivamente, y que, gracias a su ayuda y apoyo permitieron la culminación de este proyecto de titulación, a todos mis amigos con los que hemos compartido en este trayecto, gracias por ser parte de mi vida.

A mi madre Rosario por su amor, trabajo, sacrificio, por su lucha incondicional por darme la oportunidad de cumplir esta meta, ante todo por su amor y cariño.

A mis padrinos Irma y Luis por su apoyo y sus consejos que han sido de gran ayuda en esta travesía.

A mi novia Evelyn por brindarme su tiempo, por sus las palabras de aliento y su apoyo durante todo este tiempo.

Darwin

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xix
RESUMEN.....	xx
SUMMARY.....	xxi
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	2
1 DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1 Antecedentes	2
1.2 Justificación	3
1.2.1 <i>Justificación Práctica</i>	3
1.2.2 <i>Justificación Teórica</i>	3
1.2.3 <i>Justificación Metodológica</i>	4
1.3 Objetivos	4
1.3.1 <i>Objetivo General</i>	4
1.3.2 <i>Objetivos Específicos</i>	4
1.4 Alcance	4
CAPÍTULO II.....	5
2 MARCO TEÓRICO	5
2.1 Extrusión	5
2.2 Tipos de extrusión	5
2.2.1 <i>Extrusión directa</i>	5
2.2.2 <i>Extrusión indirecta</i>	6
2.3 Ventajas y desventajas de la extrusión	6

2.3.1	<i>Ventajas:</i>	6
2.3.2	<i>Desventajas:</i>	6
2.4	Tipos de extrusoras	7
2.4.1	<i>Extrusoras de husillos</i>	7
2.4.2	<i>Extrusora de un solo husillo</i>	7
2.4.3	<i>Extrusora de doble husillo</i>	7
2.5	Análisis QFD	7
2.6	Partes de una extrusora	8
2.6.1	<i>Tolva</i>	8
2.6.2	<i>Garganta de alimentación</i>	8
2.6.3	<i>Husillo o tornillo de extrusión</i>	9
2.6.4	<i>Plato Rompedor</i>	9
2.6.5	<i>Cilindro</i>	10
2.6.6	<i>Zona de calefacción</i>	10
2.6.7	<i>Cabezal y boquilla</i>	11
2.6.8	<i>Troquel</i>	11
2.7	Microcontroladores	11
2.7.1	<i>Unidad central de procesamiento (CPU)</i>	12
2.7.2	<i>Memoria</i>	12
2.7.3	<i>Conexiones de entrada y salida</i>	12
2.8	Controles de Temperatura	12
2.8.1	<i>Controladores de Encendido y Apagado</i>	12
2.8.2	<i>Controladores de temperatura proporcional</i>	12
2.8.3	<i>Controladores PID</i>	13
2.9	Resistencias eléctricas	13
2.10	Termopar	13
2.11	Motor Eléctrico	13
2.12	Reductores de velocidad	14
2.13	Engrane	14

2.14	Rodamientos	14
2.15	Transferencia de calor	14
2.15.1	<i>Tipos de transferencia de calor</i>	14
2.15.1.1	<i>Transferencia de calor por conducción</i>	14
2.15.1.2	<i>Transferencia de calor por convección</i>	15
2.15.1.3	<i>Transferencia de calor radiación</i>	15
2.16	Diseño	15
2.17	SolidWorks	15
2.18	ANSYS	16
2.19	Norma ASTM	16
2.19.1	Norma ASTM D1238-20.....	16
2.19.2	<i>Norma ASTM E11</i>	16
2.20	Plásticos	17
2.20.1	<i>Termoplásticos</i>	17
2.20.2	<i>Contaminación por plásticos</i>	17
2.21	Neumáticos	18
2.21.1	<i>Contaminación por neumáticos</i>	18
2.22	Transformación de las botellas y neumáticos para su disposición final	18
2.22.1	<i>Reciclaje de plásticos y neumáticos</i>	19
2.22.2	<i>Agregados</i>	20
CAPITULO III		21
3	MARCO METODOLÓGICO	21
3.1	Definición del producto	21
3.2	Metodología de diseño	21
3.3	Análisis Q.F.D	22
3.3.1	<i>Requerimientos del usuario</i>	22
3.3.2	<i>Requerimientos técnicos</i>	23
3.3.2.1	<i>Voz del ingeniero</i>	23

3.3.2.2	<i>Correlaciones</i>	24
3.3.3	<i>Análisis de competitividad</i>	24
3.3.4	<i>Evaluación Técnica</i>	25
3.3.5	<i>Compromisos Técnicos</i>	25
3.3.6	<i>Análisis de competencias</i>	26
3.3.6.1	<i>Competencia 1</i>	26
3.3.6.2	<i>Competencia 2</i>	27
3.3.7	<i>Despliegue de la Función de Calidad (QFD)</i>	28
3.3.8	<i>Análisis funcional</i>	29
3.3.8.1	<i>Nivel 0</i>	29
3.3.8.2	<i>Nivel 1</i>	29
3.3.9	<i>Definición de módulos</i>	30
3.3.9.1	<i>Módulo 1</i>	30
3.3.9.2	<i>Módulo 2</i>	30
3.3.9.3	<i>Módulo 3</i>	30
3.3.10	<i>Matriz morfológica</i>	30
3.3.11	<i>Solución 1</i>	32
3.3.11.1	<i>Ventajas</i>	33
3.3.11.2	<i>Desventajas:</i>	33
3.3.12	<i>Solución 2</i>	33
3.3.12.1	<i>Ventajas:</i>	33
3.3.12.2	<i>Desventajas:</i>	33
3.3.13	<i>Alternativas de solución</i>	33
3.3.13.1	<i>Evaluación y solución a los módulos</i>	33
3.3.13.2	<i>Evaluación del peso específico de cada criterio</i>	34
3.3.13.3	<i>Sistema de husillo</i>	36
3.3.13.4	<i>Sistema de transferencia de calor</i>	38
3.3.13.5	<i>Sistema de alimentación</i>	40
3.4	Diseño mecánico	42

3.4.1	<i>Capacidad de Producción</i>	42
3.4.2	<i>Diseño del tornillo extrusor</i>	43
3.4.3	<i>Velocidad de cortadura</i>	47
3.4.4	<i>Revolución del Husillo</i>	48
3.4.5	<i>Potencia Requerida</i>	48
3.4.6	<i>Viscosidad efectiva plásticos y elastómeros</i>	49
3.4.6.1	<i>Viscosidad efectiva de los plásticos</i>	49
3.4.6.2	<i>Viscosidad efectiva de los elastómeros</i>	49
3.4.7	<i>Selección del material para el husillo</i>	50
3.4.8	<i>Cálculo del volumen del husillo</i>	50
3.4.8.1	<i>Volumen zona de alimentación</i>	50
3.4.8.2	<i>Volumen filete</i>	51
3.4.8.3	<i>Volumen zona de compresión</i>	52
3.4.8.4	<i>Volumen del filete</i>	52
3.4.8.5	<i>Volumen zona de dosificación</i>	54
3.4.8.6	<i>Volumen total</i>	54
3.4.9	<i>Cálculos de cargas presentes en el husillo</i>	55
3.4.9.1	<i>Presión del Husillo</i>	55
3.4.9.2	<i>Peso del husillo</i>	56
3.4.9.3	<i>Carga distribuida en el husillo</i>	56
3.4.9.4	<i>Cálculo de la Esbeltez</i>	57
3.4.9.5	<i>Cálculo de la flecha máxima del husillo</i>	58
3.4.10	<i>Análisis de fuerzas en el husillo</i>	59
3.4.10.1	<i>Cálculo del Momento de Giro del Husillo</i>	59
3.4.10.2	<i>Cálculo de la Fuerza Axial</i>	59
3.4.10.3	<i>Cálculo de la superficie de la sección transversal</i>	60
3.4.10.4	<i>Cálculo tensión tangencial</i>	60
3.4.10.5	<i>Momento flexionante del husillo</i>	61
3.4.10.6	<i>Cálculo de la tensión normal</i>	61

3.4.10.7	<i>Cálculo de Esfuerzo equivalente</i>	62
3.4.10.8	<i>Cálculo del factor de seguridad</i>	62
3.4.10.9	<i>Deformación máxima permisible</i>	64
3.4.11	<i>Diseño de la chaveta</i>	65
3.4.12	<i>Diseño del cilindro</i>	68
3.4.13	<i>Diseño del plato rompedor</i>	71
3.4.14	<i>Diseño de la malla</i>	72
3.4.15	<i>Cálculo de producción de la máquina extrusora</i>	73
3.4.15.1	<i>Flujo de arrastre</i>	73
3.4.15.2	<i>Flujo de presión</i>	73
3.4.15.3	<i>Flujo de filtración</i>	74
3.4.15.4	<i>Constante K</i>	74
3.4.16	<i>Producción de extrusión de plástico</i>	76
3.4.17	<i>Producción de extrusión de neumáticos</i>	76
3.4.18	<i>Diseño de la tolva</i>	77
3.4.19	<i>Diseño de la garganta de alimentación</i>	79
3.4.20	<i>Diseño del cabezal</i>	80
3.4.21	<i>Diseño de la boquilla</i>	81
3.4.22	<i>Selección del motor</i>	81
3.4.23	<i>Cálculo del sistema de transmisión</i>	82
3.4.23.1	<i>Cálculo de poleas</i>	83
3.4.23.2	<i>Diseño de engranes</i>	88
3.4.23.3	<i>Diseño del piñón</i>	88
3.4.24	<i>Diseño de la estructura</i>	113
3.4.25	<i>Diseño de los ejes para ubicación de engrane, rodamiento y polea</i>	115
3.4.25.1	<i>EJE 1</i>	115
3.4.25.2	<i>Cálculo de las fuerzas presentes en la polea</i>	115
3.4.25.3	<i>Cálculo de las fuerzas presentes en el engrane helicoidal</i>	116
3.4.25.4	<i>Cálculo del momento flector</i>	117

3.4.26	<i>Selección de las chumaceras</i>	126
3.4.27	<i>Selección de tornillos y pernos</i>	130
3.5	Sistema de calefacción	131
3.5.1	<i>Potencia Requerida</i>	131
3.5.1.1	<i>Coefficiente de transferencia de calor</i>	131
3.5.2	<i>Temperatura Requerida en las resistencias</i>	136
3.5.2.1	<i>Proceso de extrusión de Plástico</i>	136
3.5.2.2	<i>Proceso de extrusión de Caucho</i>	136
3.5.3	<i>Tiempo de calentamiento</i>	137
3.5.4	<i>Selección de las resistencias eléctricas</i>	138
3.5.5	<i>Sistema de ventilación</i>	139
3.5.5.1	<i>Flujo de aire requerido</i>	139
3.5.5.2	<i>Selección del ventilador</i>	140
3.5.6	<i>Selección de termocuplas</i>	140
3.6	Obtención de los agregados	141
3.7	Sistema de control	144
3.8	Análisis de costos	146
3.8.1	<i>Costos Directos</i>	146
3.8.2	<i>Costos indirectos</i>	147
3.8.2.1	<i>Costo total de la máquina extrusora</i>	147
3.8.3	<i>Análisis costo – beneficio</i>	148
CAPITULO IV		149
4	RESULTADOS	149
4.1	Simulación y validación	149
4.1.1	<i>Husillo</i>	149
4.1.2	<i>Estructura</i>	152
4.1.2.1	<i>Análisis de vibraciones de la estructura</i>	155
4.1.3	<i>Sistema Térmico</i>	156

4.1.3.1	<i>Comportamiento del plástico.....</i>	156
4.1.3.2	<i>Comportamiento del caucho.....</i>	160
CONCLUSIONES.....		165
RECOMENDACIONES.....		166
BIBLIOGRAFÍA		
ANEXOS		

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-3:	Requerimientos del usuario.	23
Tabla 2-3:	Requerimientos técnicos.....	23
Tabla 3-3:	Matriz morfológica.....	31
Tabla 4-3:	Evaluación de los pesos específicos del sistema de transmisión de energía.	34
Tabla 5-3:	Evaluación del peso específico del criterio de energía.....	34
Tabla 6-3:	Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento.....	35
Tabla 7-3:	Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.....	35
Tabla 8-3:	Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.	35
Tabla 9-3:	Tabla de conclusiones, sistema de transmisión de energía.....	35
Tabla 10-3:	Evaluación de los pesos específicos del sistema de husillo.....	36
Tabla 11-3:	Evaluación del peso específico del criterio de energía.....	36
Tabla 12-3:	Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento.....	37
Tabla 13-3:	Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.....	37
Tabla 14-3:	Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.	37
Tabla 15-3:	Tabla de conclusiones, sistema de husillo.	37
Tabla 16-3:	Evaluación de los pesos específicos del sistema de transferencia de calor.	38
Tabla 17-3:	Evaluación del peso específico del criterio de energía.....	38
Tabla 18-3:	Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento.	39
Tabla 19-3:	Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.....	39
Tabla 20-3:	Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.	39
Tabla 21-3:	Tabla de conclusiones, sistema de transferencia de calor.....	39
Tabla 22-3:	Evaluación de los pesos específicos del sistema de transferencia de calor.	40
Tabla 23-3:	Evaluación del peso específico del criterio de energía.....	40
Tabla 24-3:	Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento.	40
Tabla 25-3:	Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.....	41
Tabla 26-3:	Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.	41
Tabla 27-3:	Tabla de conclusiones, sistema de alimentación.	41
Tabla 28-3:	Rango de velocidad de cortadura en varios procesos.	48
Tabla 29-3:	Factores de diseño materiales dúctiles.....	63
Tabla 30-3:	Límites de deformación permisible.	64
Tabla 31-3:	Tamaño de la chaveta en función del diámetro del eje.....	65
Tabla 32-3:	Configuración para el plato rompedor.....	71

Tabla 33-3:	Propiedades del PET.....	76
Tabla 34-3:	Propiedades del Caucho	77
Tabla 35-3:	Bandas trapezoidales	85
Tabla 36-3:	Factor de Lewis	90
Tabla 37-3:	Factor de Sobrecarga	93
Tabla 38-3:	Factor de condición para engranes	95
Tabla 39-3:	Factor de vida útil recomendada engranajes.....	98
Tabla 40-3:	Resumen de valores y factores utilizados, para el diseño y cálculo de piñón y corona. ETAPA 1.....	108
Tabla 41-3:	Resumen del diseño de los engranes de la ETAPA 1.....	109
Tabla 42-3:	Resumen de valores y factores utilizados, para el diseño y cálculo de piñón y corona. ETAPA 2.....	110
Tabla 43-3:	Resumen del diseño de los engranes de la ETAPA 2.....	111
Tabla 44-3:	Resumen de valores y factores utilizados, para el diseño y cálculo de piñón y corona. ETAPA 3.....	112
Tabla 45-3:	Resumen del diseño de los engranes de la ETAPA 3.....	113
Tabla 46-3:	Perfiles estructural cuadrados Norma NTE INEN 2415.....	114
Tabla 47-3:	Resumen de los diámetros de los elementos	125
Tabla 48-3:	Recomendaciones de vida para cojines dependiendo de su aplicación	126
Tabla 49-3:	Capacidad de carga de rodamiento de rodamiento rígido de bolas	128
Tabla 50-3:	Capacidad de carga del rodamiento de rodillos cilíndricos	130
Tabla 51-3:	Resistencias tipo abrazadera estándar y potencia.....	139
Tabla 52-3:	Tipos de termocuplas.....	140
Tabla 53-3:	Tipos de entrada del controlador digital EO-CT9648-PDRS	141
Tabla 54-3:	Dimensiones nominales y variaciones permisibles para tamices	142
Tabla 55-3:	Ensayo de granulometría de agregados plásticos y neumáticos	143
Tabla 56-3:	Resultados obtenidos del ensayo de granulometría.....	143
Tabla 57-3:	Entradas y salidas del logo.	144
Tabla 58-3:	Costos Directos.....	147
Tabla 59-3:	Costos Indirectos.	147
Tabla 60-3:	Costo total de la máquina extrusora.	147
Tabla 61-3:	Análisis Cuantitativo	148
Tabla 1-4:	Comparación de resultados del husillo.	152
Tabla 2-4:	Comparación de resultados de la estructura.	155
Tabla 3-4:	Comparación de resultados de temperatura de resistencias, extrusión de plástico.	160
Tabla 4-4:	Comparación de resultados del husillo.....	164

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2:	Máquina Extrusora.....	5
Figura 2-2:	Extrusión directa.	6
Figura 3-2:	Extrusión indirecta, sección transversal.....	6
Figura 4-2:	Tipos de tolvas.	8
Figura 5-2:	Garganta de alimentación.	9
Figura 6-2:	Husillo de una extrusora.	9
Figura 7-2:	Plato rompedor.....	10
Figura 8-2:	Cilindro de calefacción.	10
Figura 9-2:	Boquilla anular y Cabezal.....	11
Figura 1-3:	Metodología de diseño de una máquina extrusora.....	22
Figura 2-3:	Factor de incidencia.....	24
Figura 3-3:	Análisis de competitividad.....	24
Figura 4-3:	Incidencia del factor de venta.....	25
Figura 5-3:	Evaluación Técnica.....	25
Figura 6-3:	Incidencia de los compromisos técnicos.....	26
Figura 7-3:	Despliegue de la función de calidad.	28
Figura 8-3:	Nivel 0, de la máquina extrusora.	29
Figura 9-3:	Nivel 1, de la máquina extrusora.	29
Figura 10-3:	Desarrollo de módulos, de la máquina extrusora.....	30
Figura 11-3:	Máquina Extrusora.....	42
Figura 12-3:	Zonas del husillo extrusor.....	44
Figura 13-3:	Relación de longitud de las zonas.....	44
Figura 14-3:	Geometría del tornillo de extrusión.....	45
Figura 15-3:	Viscosidad efectiva de plásticos y elastómeros.....	50
Figura 16-3:	Vista lateral y frontal del file en la zona de compresión.....	53
Figura 17-3:	Diagramas de fuerzas en el husillo.....	55
Figura 18-3:	Análisis de esfuerzo en husillo.....	63
Figura 19-3:	Análisis de deformación del husillo.....	65
Figura 20-3:	Altura de la cuerda.....	66
Figura 21-3:	Profundidad del cuñero en el eje.....	67
Figura 22-3:	Profundidad del cuñero en el cubo.....	67
Figura 23-3:	Diseño garganta de alimentación.....	79
Figura 24-3:	Sistema de transmisión.....	82
Figura 25-3:	Factor de espesor de aro.....	96

Figura 26-3:	Factor geométrico J'	96
Figura 27-3:	Factor de multiplicación de J'	97
Figura 28-3:	Factor de ciclos de esfuerzo	99
Figura 29-3:	Factor de ciclos de esfuerzo	102
Figura 30-3:	Elementos presentes en el eje 1	115
Figura 31-3:	Diagrama de cuerpo libre plano X-Y	117
Figura 32-3:	Diagrama de momento plano X-Y	117
Figura 33-3:	Diagrama de cuerpo libre plano X-Z	118
Figura 34-3:	Diagrama de momento plano X-Z	118
Figura 35-3:	Diseño del eje 1 - pulgadas	120
Figura 36-3:	Diagrama de cuerpo libre plano X-Y	121
Figura 37-3:	Diagrama de momento plano X-Y	121
Figura 38-3:	Diagrama de cuerpo libre plano X-Z	122
Figura 39-3:	Diagrama de momento plano X-Z	122
Figura 40-3:	Diseño del eje 2 - pulgadas	124
Figura 41-3:	Diseño del eje 3 - pulgadas	124
Figura 42-3:	Diseño del eje 4 - pulgadas	125
Figura 43-3:	Configuración del perno	130
Figura 44-3:	Logo 8 Siemens TDE	145
Figura 45-3:	Programación de la temperatura de extrusión del plástico	145
Figura 46-3:	Programación de la temperatura de extrusión del plástico	145
Figura 47-3:	Interfaz de temperatura de precalentamiento	146
Figura 48-3:	Interfaz de control de encendido, apagado y nivel de la tolva	146
Figura 1-4:	Procedimiento de simulación y validación de la máquina extrusora	149
Figura 2-4:	Parámetros para la simulación estática del husillo, SolidWorks	150
Figura 3-4:	Deformación del Husillo, SolidWorks	150
Figura 4-4:	Deformación del husillo, ANSYS	150
Figura 5-4:	Esfuerzo de tensión, SolidWorks	151
Figura 6-4:	Esfuerzo de tensión, ANSYS	151
Figura 7-4:	Mallado simulación estática, SolidWorks	153
Figura 8-4:	Tensión axial y flexión de la estructura, SolidWorks	153
Figura 9-4:	Deformación de la estructura, SolidWorks	154
Figura 10-4:	Deformación de la estructura, ANSYS	154
Figura 11-4:	Análisis de vibraciones, SolidWorks	156
Figura 12-4:	Corte lateral, materia prima a temperatura ambiente, SolidWorks	157
Figura 13-4:	Corte lateral, temperatura de las resistencias	157
Figura 14-4:	Corte lateral, temperatura de la cara interior del cilindro, SolidWorks	157

Figura 15-4:	Corte lateral, temperatura del husillo.....	158
Figura 16-4:	Simulación térmica del plástico en extrusión, SolidWorks.	158
Figura 17-4:	Simulación térmica, canal de ventilación, SolidWorks.	159
Figura 18-4:	Simulación térmica del canal de ventilación.....	159
Figura 19-4:	Análisis térmico de las resistencias, proceso del plástico. ANSYS.	159
Figura 20-4:	Corte lateral, materia prima a temperatura ambiente.	161
Figura 21-4:	Temperatura de resistencias, extrusión de caucho.	161
Figura 22-4:	Corte lateral, temperatura del husillo.....	162
Figura 23-4:	Simulación térmica del caucho en extrusión. SolidWorks.....	162
Figura 24-4:	Simulación térmica, canal de ventilación extrusión de caucho.....	163
Figura 25-4:	Simulación térmica del canal de ventilación, extrusión de caucho.....	163
Figura 26-4:	Simulación térmica de las resistencias para el proceso del caucho. ANSYS	163

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A:	EXTRUSORA HUAMING SJ25
ANEXO B:	EXTRUSORA TENDA TSH-35
ANEXO C:	MALLAS REP
ANEXO D:	CATÁLOGO DE PLANCHAS DE ACERO A36
ANEXO E:	MOTOR WEG W22
ANEXO F:	SELECCIÓN DE BANDAS
ANEXO G:	DIÁMETRO DE POLEA MENOR
ANEXO H:	DIÁMETRO DE POLEA MAYOR
ANEXO I:	POTENCIA DE LA BANDA
ANEXO J:	FACTORES DE CORRECCIÓN
ANEXO K:	CATÁLOGO DE PERFILES ESTRUCTURALES A36
ANEXO L:	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS – SKF
ANEXO M:	RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS - SKF
ANEXO N:	CATALOGO DE TORNILLOS
ANEXO O:	PROPIEDADES DEL AIRE
ANEXO P:	PROPIEDADES DEL ACERO
ANEXO Q:	VENTILADOR STARTECH
ANEXO R:	LOGO 8 SIEMENS
ANEXO S:	PROGRAMACIÓN LOGO 8
ANEXO T:	ANÁLISIS DE COSTOS
ANEXO U:	PLANOS

RESUMEN

El objetivo de este proyecto técnico se centralizó en diseñar, simular y validar una máquina extrusora para la obtención de agregados a base de botellas plásticas y neumáticos reciclados siguiendo la norma ASTM E11. Se analizó y se recopiló información de fuentes bibliográficas de varios autores para establecer los principales parámetros de diseño. Se tomó como característica principal la producción necesaria de la máquina de 18 kg/h, para la selección del diámetro adecuado, optando por un diámetro de 60 mm que proporciona la capacidad de producción, si en un futuro es necesario aumentar la producción. Se aplicó el método de diseño concurrente mediante QFD, que nos proporciona selección de alternativas mediante ponderaciones, cumpliendo los requerimientos de la voz del usuario y la voz del ingeniero. Se determinó que el mecanismo de un solo husillo impulsado por un motor de 20 HP mediante un sistema de transmisión combinado de polea y reductor de engranes, es el más eficiente para la extrusión de los materiales antes mencionados. Los componentes mecánicos de la máquina fueron calculados y diseñados teóricamente, para posterior ser diseñados mediante SolidWorks, conjuntamente se realizó análisis de esfuerzos y deformaciones con el software empleado para el diseño y mediante ANSYS. La validación se la realizó analizando los valores obtenidos mediante cálculos y los resultados arrojados por simulación. Se ejecutó la simulación estática para elementos como el husillo y la estructura, dinámica para determinar vibraciones en la estructura y analizar esfuerzos en el sistema de transmisión por engranes y térmica para analizar el comportamiento de la fuente de calor en el proceso de extrusión. Se recomienda desarrollar la construcción del modelo en base a los parámetros definidos en el estudio, al igual que los elementos y materiales seleccionados ya que son los adecuados y recomendados para la máquina.

Palabras claves: <MÁQUINA EXTRUSORA>, <SIMULACIÓN ESTÁTICA>, <DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD (QFD)>, <SOFTWARE SOLIDWORKS >, <SOFTWARE ANSYS>.

1479-DBRA-UTP-2022



SUMMARY

The objective of this technical Project was focused on designing, simulating and validating extruder machine to obtain aggregates based on plastic bottles a recycled tires following the ASTM E11 standard. Information from bibliographic sources of several authors was analyzed and collected to establish the main design parameters. The necessary production of the machine of 18 hg/h was taken as the main characteristic for selecting the appropriate diameter, opting for diameter of 60 mm that provides the production capacity if it is necessary to increase production in the future. The concurrent design method through QFD was applied. It provides us with a selection of alternatives through weighting, meeting the requirements of the user's and the engineer's voice. It was determined that the single screw mechanical components of the machine were calculated and designed theoretically to be designed using SolidWorks later. Jointly Stress and strain analysis was performed using the design software and ANSYS. Validation was performed by analyzing the values obtained by calculations and the results obtained by simulation. The static simulation was executed for elements such as the screw and the structure, dynamic to determine vibrations in the design and analyze efforts in the transmission system by gears and thermal to analyze the behavior of the heat source in the extrusion process. It is recommended to develop the model construction based on the parameters defined in the study the selected elements and materials since they are suitable and recommended for the machine.

Keywords: <EXTRUDER MACHINE>, <STATIC SIMULATION>, <QUALITY FUNCTION DEPLOYMENT (QFD)>, <SOLIDWORKS SOFTWARE >, < ANSYS SOFTWARE > ,

A handwritten signature in blue ink, reading "Sandra Leticia Guijarro P. Mgs.", written over a horizontal line.

Lcda. Sandra Leticia Guijarro P. Mgs.

C.I.: 0603366113

INTRODUCCIÓN

En la actualidad se evidencia la degradación del medio ambiente que afecta considerablemente a la humanidad, que contradictoriamente es causada por la inconciencia del ser humano con actos contraproducentes como el desechar la basura en las calles, ríos, etc. La consecuencia de la misma se evidenciará cuantiosamente a futuro, ya que al no poder manejar esta situación dicha problemática aumentaría. Por ende, se ve la necesidad de implementar maquinaria que sirva de aporte para el manejo de los cuerpos con dificultad de descomposición, para así obtener agregados como materia prima y reutilizarlos en una gran variedad de aplicaciones como la elaboración de materiales de construcción.

La extrusión trata de un proceso industrializado continuo, teniendo como objetivo forzar el material plástico al salir por una boquilla de conformado. Las funciones principales de estas máquinas son: comprimir la materia prima, llevar hasta el punto de fusión el material y aplicar presión que supere la resistencia al flujo del mismo, muy utilizado en la industria de transformación de plástico para poder producir productos como: tuberías, mangueras, fibras y películas; además este proceso se le utiliza como compounding para mezclar plásticos o elastómeros para obtener nuevos agregados compuestos.

La presente investigación tiene como finalidad el diseño de una máquina extrusora, que consta de un solo husillo por ser el más adecuado para la extrusión del material plástico, el diseño va de acuerdo a la necesidad, el material es de acero con propiedades mecánicas aptas para este proceso y resistentes a trabajos a alta temperatura. La alimentación por una tolva ubicada en la parte superior la cual permite el ingreso de la materia prima a la camisa donde es calentada por resistencias de temperatura regulable, consta de un motor eléctrico y un juego de engranajes para dotar de potencia necesaria al tornillo extrusor. En la etapa final por donde sale el material se coloca una boquilla de conformado el cual permite dar la forma y acabado final.

Se utilizará las normas ASTM E11 que especifica los requisitos utilizados en los ensayos, construcción de tamices y procedimientos para realizar las pruebas de granulometría; se las utiliza en la mayoría para pruebas de materiales de construcción en donde se incluye los suelos y los agregados, esta norma será aplicada para el análisis granulométrico de los agregados obtenidos, utilizando la tabla de tamices estándar normalizada para la determinación del tamaño de partícula de los agregados obtenidos.

CAPÍTULO I

1 DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

El desarrollo de la extrusora nace en el antiguo oriente específicamente en Egipto, Babilonia, la India, Grecia y China con resinas como el betún, la goma loca y el ámbar, extraídas de árboles. (Bonilla et al., 2016). La extrusora actualmente consiste en un cilindro dentro del cual gira un tornillo de Arquímedes con sus hélices conocidas como husillo, al final de este se encuentra una boquilla de conformado de la misma que sale el producto en su etapa final. En estas nuevas máquinas actualmente la temperatura es ajustable y su control se lo hará individualmente por medio de resistencias eléctricas. A nivel mundial las extrusoras son las maquinarias industrializadas más importantes para transformar plásticos y se las considera que son las más importantes en la industria del plástico. (Morales, 2014).

De acuerdo a (Fajen y Beliczky, 2015) las primeras extrusoras de caucho fueron las calandrias, se las utilizaba para fabricar láminas y perfiles a base de planchas de caucho, conformado por varios cilindros los cuales fuerzan a las planchas de caucho para ser extruidas. Las funciones más importantes de estas máquinas son: extruir láminas de caucho con anchura y grosor definidos y aplicar recubrimientos finos de caucho sobre tejidos.

Mientras que en América existía otro material que se lo conocía como hule antes de la llegada de Cristóbal Colón a América. Este presentaba inconvenientes y por ende su aplicación era limitada. De acuerdo con investigaciones desarrollaron las resinas semi sintéticas, mediante tratamientos químicos y físicos de resinas naturales. En el siglo XIX se implementan laboratorios en América en donde se observa que la acción de la luz, y el cambio de temperatura sobre diferentes sustancias, permiten el cambio de viscosidad en los sólidos, por ende el alcance de la obtención de plástico fue más significativa, es así como en el siglo XX se considera la Era del Plástico y que debido a su gran impacto se convierte en un producto de exportación de los plásticos sintéticos, incrementando favorablemente a la economía de América en dicho siglo. (Bonilla et al., 2016).

En Ecuador el desarrollo de máquinas extrusoras ha dado grandes pasos de avance a través de su implementación, limitando los alcances que con su uso podrían brindar a la sociedad para apoyar en los cambios industriales e incluso de comercialización. A nivel nacional las Universidades Politécnicas implementan este accionar dando cumplimiento al uso responsable de plásticos que a lo largo de los años permitieron cambios notables. Como plantea (Shingón y Uvillus, 2020) en la construcción de una máquina extrusora para plástico, utilizando materia prima que permitió realizar mezclas y formular compuestos plásticos con otros materiales principalmente residuos de madera.

Según (Peñaherrera, 2013) el proceso de extrusión de caucho sucede al calentar el caucho en tuberías para posteriormente ser molidas por un tornillo extrusor a elevadas temperaturas. En la empresa Continental Tire Andina S.A. existe una máquina denominada Roller Hard que tiene la capacidad de extruir cauchos para obtener como producto final filamentos de goma. La característica especial de este proceso es que los productos obtenidos contienen solamente caucho y no son mezclados con otros materiales lo que da la oportunidad a reutilizarlos si presentan alguna falla.

A nivel local el desarrollo de prototipos de extrusoras permite el análisis y funcionamiento de sus componentes, como referencia se plantea el trabajo realizado en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por (Gutierrez y Vargas, 2017) donde se evidencia el diseño y fabricación de una máquina extrusora para crear filamentos de impresora 3D a partir de material plástico. El diseño horizontal, tiene mayores ventajas con respecto al vertical como la eliminación de estiramientos debido al peso de filamentos y la gravedad.

1.2 Justificación

1.2.1 Justificación Práctica

La contaminación producida por el manejo inadecuado de desechos sólidos entre los más representativos las botellas plásticas y los neumáticos, donde se observa una inadecuada cultura de reciclaje permite la generación de nuevas propuestas que puedan solventar este tipo de problemas ambientales. En ese sentido la reutilización de este tipo de desecho como materia prima con beneficio socio - ambiental que permita ser un aporte significativo al cuidado del medio ambiente, como aplicación práctica de este proyecto es el diseño de una máquina extrusora para obtener agregados, la misma que generara beneficios productivos ya que se mejorará el reciclaje de estos materiales de manera consciente a través de un adecuado procedimiento y se utilizara estos agregados para mejorar las propiedades acústicas, mecánicas y terminas en construcciones civiles.

1.2.2 Justificación Teórica

El análisis y recolección de información de estudios realizados permiten la justificación del trabajo de titulación, ya que los datos obtenidos permiten un diseño óptimo de la máquina extrusora. Esta propuesta tecnológica se la realiza con el propósito de obtener agregados de material PET y elastómeros reciclados, desarrollado a través de normas ASTM que guiará como al proceso de extrusión adecuada para la obtención del producto con propiedades deseadas y normativas ambientales. Que permitirá contrastar los niveles de sustancias contaminantes permitidas para el ser humano y el ambiente. Esta propuesta técnica se la realiza con el propósito de disminuir la contaminación y ayudar a contrarrestar la contaminación evidente en el medio ambiente por medio del reciclaje.

1.2.3 Justificación Metodológica

Para la elaboración de este proyecto se utilizarán diferentes tipos de herramientas de análisis e investigación, para la búsqueda de aspectos que no son evidentes en el proyecto de estudio, un método experimental, donde se verá el sistema de extrusión más eficiente, además de metodologías activas que consisten en el auto aprendizaje y la base de conocimientos solidos adquiridos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar una máquina extrusora, aplicando un análisis QFD y siguiendo la norma ASTM E11 para obtener agregados a base de neumáticos y botellas recicladas.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Analizar material bibliográfico del diseño de máquinas extrusoras, materiales plásticos y neumáticos reciclados.
- Desarrollar un análisis QFD (Quality Fuction Deployment).
- Diseñar y validar componentes de la máquina extrusora utilizando software SolidWorks, ANSYS.
- Simular el funcionamiento y proceso de la máquina extrusora en función de los parámetros de diseño.

1.4 Alcance

El diseño de la máquina extrusora permite la obtención de agregados a partir de botellas plásticas y neumáticos reciclados que tendrá la capacidad de producción de 18.52 Kg/hora, la capacidad de almacenamiento de la tolva será de 25 Kg. El sistema de resistencias será de temperatura variable. Posee la capacidad de trabajar con materiales combinados tales como plásticos y neumáticos. La velocidad de giro del husillo estará entre los parámetros de 85 a 120 rpm. La validación de la simulación se la realizará con parámetros de diseño, los parámetros que utilizaremos son la potencia, la revolución del husillo y la fuerza de corte aplicada.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Extrusión

De acuerdo con (Groover, 2007) la extrusión trata de un proceso de formado por medio de compresión, donde se forzará al material, a pasar por un eje a diferente temperatura, hasta llegar a la salida del cilindro para dar la forma final del producto. Este procedimiento se lo ha usado por muchos años para extruir metales. Es decir, es un proceso sistemático para la obtención de materiales. Este proceso no es utilizado solo para plásticos, también se los utiliza para otros tipos de productos.

Como se observa en la Figura 1-2, el proceso inicia con el ingreso del material en la tolva, llevándolo por su parte inferior a la camisa, para dirigirse al husillo extrusor, el cual realiza el avance del mismo a través de la zona de alimentación, compresión y dosificación; mientras se calienta el material hasta llegar a su punto de fusión; el desplazamiento del tornillo se da gracias a un motor seleccionado, generando una potencia y presión adecuada para ejecutar este proceso; el producto terminado sale por una boquilla de conformado el cual le da el tamaño y acabado deseado. (Díaz, 2013).

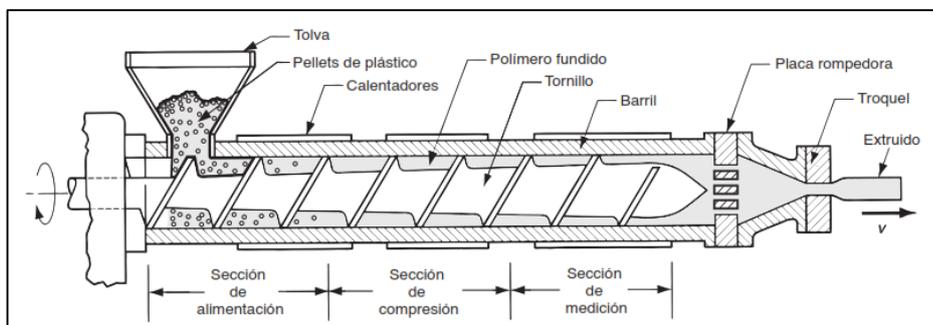


Figura 1-2: Máquina Extrusora

Fuente: (Groover, 2007)

2.2 Tipos de extrusión

Existen dos tipos de extrusión:

2.2.1 Extrusión directa

También conocida como extrusión hacia adelante, consiste en comprimir la materia prima mediante un pistón mecánico, forzándole a fluir a través del cilindro hasta el tope o cabeza, como se aprecia en la Figura 2-2. Una gran desventaja de este tipo de extrusión es la gran fricción que existe entre la superficie del trabajo y las paredes del cilindro. (Groover, 2007).

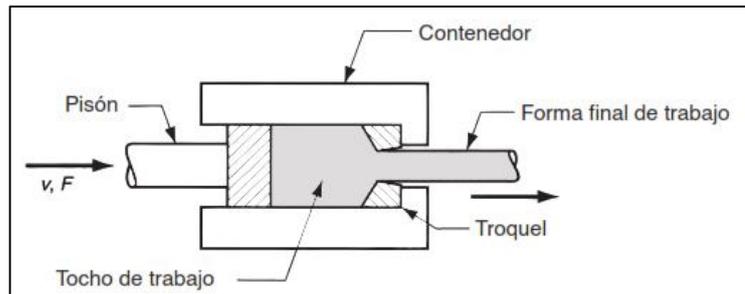


Figura 2-2: Extrusión directa.

Fuente: (Mott, 2004)

2.2.2 Extrusión indirecta

Se la conoce como extrusión hacia atrás o inversa, su funcionamiento se da debido al troquel sobre montado en el pistón, mediante la aplicación de fuerza se obliga a la materia prima a fluir en dirección opuesta al pistón a través del claro, como se observa en la Figura 2-3. Este proceso es muy utilizado en la industria de las tuberías para producir secciones tubulares o huecas. (Groover, 2007).

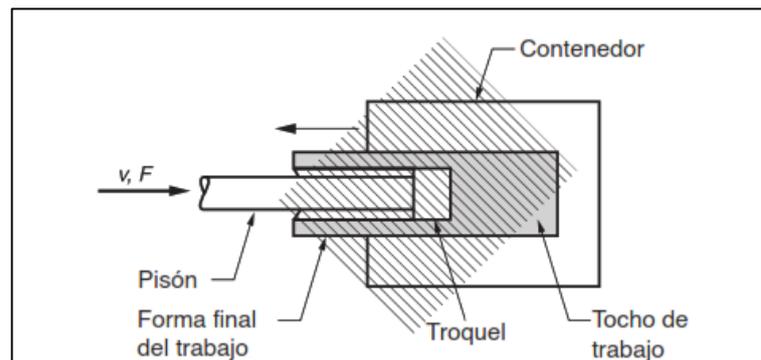


Figura 3-2: Extrusión indirecta, sección transversal.

Fuente: (Mott, 2004)

2.3 Ventajas y desventajas de la extrusión

2.3.1 Ventajas:

- Mejores ingresos económicos.
- Desarrollo de nuevos productos.
- Conservación y mantenimiento de riquezas del ecosistema
- Materia prima económica y de fácil adquisición.
- Reducción de costos de producción.
- Poca competitividad del mercado

2.3.2 Desventajas:

- Poca confiabilidad del producto por la falta de experiencia

- El producto final requiere de procesos posteriores para cumplir con su diseño.
- Necesita control constante y exacto de la temperatura de fusión.

2.4 Tipos de extrusoras

En función del producto final, será necesario seleccionar la mejor combinación de extrusora que pueda ejecutar el proceso deseado. Las extrusoras más comunes en el mercado son:

2.4.1 Extrusoras de husillos

El husillo se encarga de llevar el material fundido y mezclado por el cilindro, aplicando presión hasta la boquilla de conformado. Los husillos son tornillos que sus diámetros, longitudes y diseños varían de acuerdo a la necesidad; por ende, existe configuración de máquinas con un husillo y doble husillo.

2.4.2 Extrusora de un solo husillo

Máquinas constituidas por un solo husillo (mono husillo), son las más comunes en la industria plástica, tiene como objetivo aplicar presión en los plásticos fundidos para ser extruidos, produciendo un flujo uniforme y homogéneo. Entre sus aplicaciones están granular materiales, mezclar, plastificar, fabricar láminas y tubos.

2.4.3 Extrusora de doble husillo

Conformadas por dos husillos, utilizadas para mezclar y formar compuestos de polímeros. Las combinaciones de los husillos pueden ser inter dentados o no inter dentados, co rotantes o contra rotantes, que da capacidad a la máquina de adaptarse para trabajar con materiales compuestos. Ofrece un buen resultado en el producto final, gracias a la mezcla del material que es sometida a mayor fuerza de cizalla entre los husillos.

2.5 Análisis QFD

El QFD (Quality Function Deployment) tuvo su origen en la década de 1960 en Japón. El despliegue de la función de la casa de la calidad es un procedimiento utilizado para el diseño de un producto o un servicio que abarca las demandas y las expectativas de los usuarios o clientes, transformando estos requerimientos en datos técnicos y operativos que sean satisfactorios y cumplan la demanda del mercado. Denominándose matriz de la calidad, resultando una tabla que relaciona la voz de cliente con la voz del ingeniero permitiendo ser operativa a la voz del usuario. Esta matriz se caracteriza por ser cualitativo. Es una herramienta muy utilizada en el diseño de nuevos productos. Con este método se calcula de manera matemática las características que se pueden agregar al diseño de un nuevo producto o servicio. De igual manera se puede distinguir las características innecesarias que no aportan beneficios al diseño, las cuales se debe excluir del

nuevo diseño. Como resultado se observa cómo esta nuestro producto frente a las competencias los cuales nos ayudara a elegir criterios para mejorar. (Yacuzzi y Martín, 2016).

Los aportes más significativos que nos brinda el Despliegue de la función de calidad al momento de desarrollar un nuevo producto son:

- Amplio análisis de objetivos que los usuarios requieren en un producto y los requisitos que debe tener.
- Priorizar que características se debe añadir y cuales no son indispensables.
- Analizar como esta nuestro producto frente a la competencia en el mercado.

2.6 Partes de una extrusora

2.6.1 Tolva

La tolva es un contenedor, que se utiliza para ingresar la materia prima, para una alimentación continua a la extrusora, consta de un orificio de gran tamaño por donde ingresa el material y un orificio pequeño por donde se conecta a la garganta con la entrada a la extrusora. Existen varios tipos de extrusoras las más comunes y las más usadas son las de forma circular y rectangular como se aprecia en la Figura 4-2 (Beltrán y Marcilla, 2012)

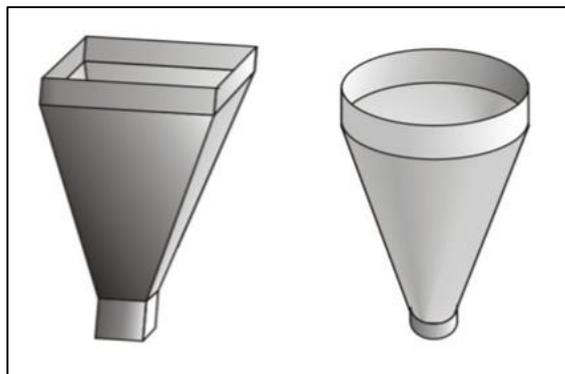


Figura 4-2: Tipos de tolvas.

Fuente: (Beltrán y Marcilla, 2012)

2.6.2 Garganta de alimentación

La garganta de alimentación es el sistema por el cual pasará la materia prima de la tolva al cilindro, va conectada a la tolva en la parte inferior y de menor tamaño de la misma, la boquilla se la diseña con los parámetros mostrados en la Figura 5-2, con una longitud 1.5 veces el diámetro del cilindro y con una anchura de 0.7 la misma, se encuentra separada del eje del tornillo para facilitar el ingreso del material del cilindro. (Beltrán y Marcilla, 2012).

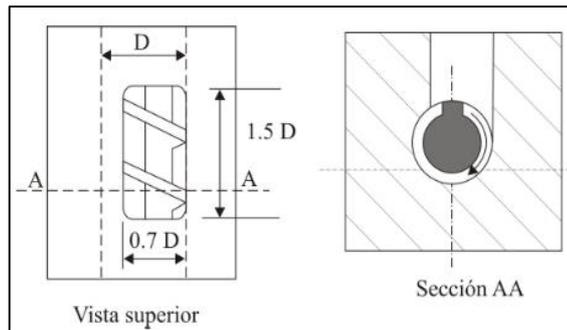


Figura 5-2: Garganta de alimentación.

Fuente:(Beltrán y Marcilla, 2012)

2.6.3 Husillo o tornillo de extrusión

El husillo o tornillo de extrusión consiste en un eje largo rodeado de filetes helicoidales, este elemento es una de las partes más importantes ya que tiene como funciones principales transportar, calentar, fundir y mezclar la materia prima. La materia prima ingresa en la tolva y se presuriza a razón del avance por el husillo. El modelo de husillo depende del uso que se le vaya a dar y del material con el que vaya a trabajar, debido a esto el elemento tendrá propiedades específicas para cada modelo como son el coeficiente de fricción, temperatura de fusión, viscosidad, calor específico, por tal motivo el tipo de husillo depende del diseño de este. De acuerdo a (Beltrán y Marcilla, 2012) para diseñar un husillo se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros que se observa en la Figura 6-2:

$L = \text{longitud}$

$D = \text{diámetro}$

$\theta = \text{ángulo del filete helicoidal}$

$w = \text{paso de rosca}$

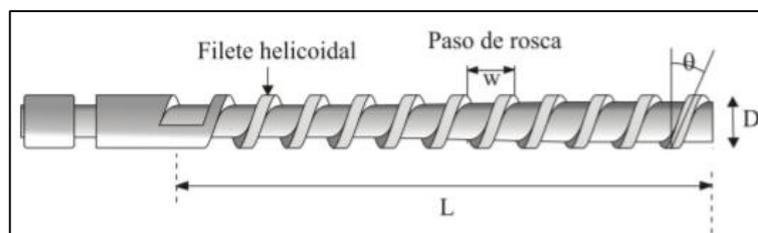


Figura 6-2: Husillo de una extrusora.

Fuente: (Beltrán y Marcilla, 2012)

2.6.4 Plato Rompedor

El plato rompedor se ubica en la parte final del cilindro, se basa en un disco de metal con orificios, su propósito es soportar un paquete de filtros como se aprecia en la Figura 7-2, que se encargan

de retener los elementos contaminantes que se encuentran presentes en la materia prima, evitando salir en el producto extruido. Es necesario realizar un mantenimiento o sustituir estas mallas para evitar una baja presión y por ende una baja producción.

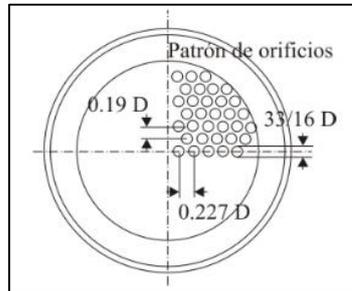


Figura 7-2: Plato rompedor.

Fuente: (Beltrán y Marcilla, 2012)

2.6.5 Cilindro

El cilindro es prácticamente un tubo de gran espesor, utilizado para llevar en su interior el husillo o tornillo extrusor, diseñado para soportar las presiones generadas por el mismo y la materia prima en su interior. La superficie debe ser muy rugosa para aumentar la fuerza de cizalla que soportara la materia prima y de esta manera permitir que fluya a lo largo de la extrusora. Para impedir el desgaste y la corrosión, el cilindro se construye con aceros de propiedades muy resistentes y revestidos con materiales bimetálicos.

De la misma manera se lo utiliza como sistema de calefacción en su superficie exterior va conectado el sistema de transferencia de calor, el calentamiento se lo realiza mediante resistencias eléctricas de placa en forma circular distribuidas en toda su longitud, aunque también se lo realiza mediante radiación o envuelto en fluidos refrigerantes o calefactores como se observa en la Figura 8-2. La zona de transferencia de calor se lo debe dividir por lo menos en tres zonas, pero cada una con control de temperatura independiente en cada una de ellas, permitiendo de esa manera tener un gradiente de temperatura excelente. (Beltrán y Marcilla, 2012).

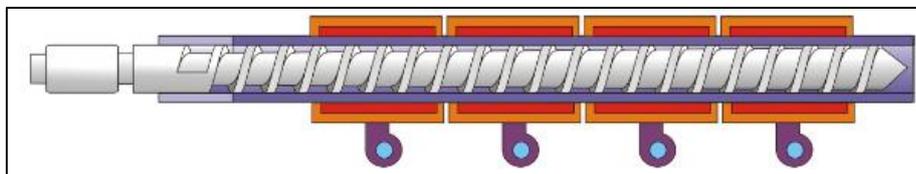


Figura 8-2: Cilindro de calefacción.

Fuente: (Beltrán y Marcilla, 2012)

2.6.6 Zona de calefacción

Para llevar al material a su punto de fusión, es necesario aporte de energía calorífica externa, la cual será por medio de resistencias eléctricas conectadas en varias combinaciones y etapas con

control independiente de temperatura, de manera que nos facilite la manipulación de la temperatura durante el proceso.

2.6.7 *Cabezal y boquilla*

El cabezal es la pieza fundamental que se encuentra en la parte de la salida del cilindro, su función es sujetar a la boquilla y mantener al plato rompedor. Puede ir atornillado al eje o enroscado en la misma, la parte interior del cabezal no debe interrumpir el flujo interior del cilindro, el diámetro interior debe ser igual al del cilindro, ubicada linealmente las superficies.

La boquilla tiene como función moldear la materia prima para obtener el producto final, las boquillas se clasifican de acuerdo a la forma del producto a ser extruido, estas pueden ser boquillas anulares usadas para obtener tuberías, boquillas planas se obtienen planchas o laminas; y boquillas circulares usadas para obtener fibras y filamentos de forma cilíndrica como se aprecia en la Figura 9-2. (Beltrán y Marcilla, 2012).

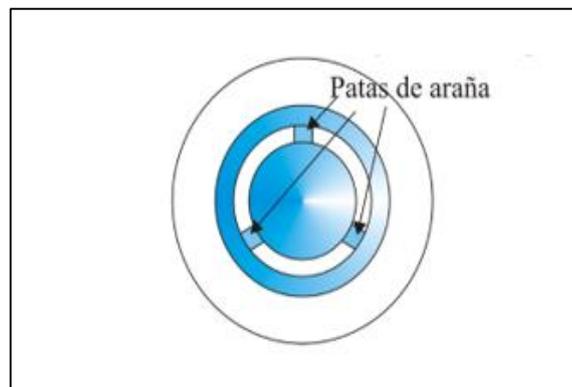


Figura 9-2: Boquilla anular y Cabezal.

Fuente: (Beltrán y Marcilla, 2012)

2.6.8 *Troquel*

Instrumento con filos cortantes, tiene funciones de plegar, corte y semi corte, encargados de dar la forma final, acabado y dimensiones del producto extruido. Estas máquinas se los utiliza de acuerdo a la forma del producto necesitado.

2.7 **Microcontroladores**

Es un elemento de circuito integrado el cual permite programar instrucciones y a la vez tiene la capacidad de ejecutar las mismas. Tiene como componentes una Unidad Central de Procesamiento (CPU), memorias de código y datos, temporizadores, entradas y salidas; y varios recursos necesarios para el desarrollo de aplicaciones. Permite la interacción con el mundo real para controlar condiciones y controlar dispositivos. (Espinosa, 2012).

2.7.1 Unidad central de procesamiento (CPU)

Componente de máxima importancia considerado como el cerebro, que permite el funcionamiento de un ordenador, microcontrolador, etc. Es el encargado del procesamiento de instrucciones, leer órdenes y requisitos, así como la capacidad de controlar los componentes e instrucciones para equipos.

2.7.2 Memoria

Elemento utilizado en ordenadores o dispositivos electrónicos, donde se almacena información como pueden ser datos o instrucciones, que posteriormente pueden ser utilizadas por el CPU para ejecutar las acciones correspondientes y tener acceso cuando sea necesario.

2.7.3 Conexiones de entrada y salida

Los elementos de entrada permiten que componentes se puedan introducir dentro de un sistema, para acceder a su información o para generar alguna función. Los elementos de salida son utilizados para que un sistema exponga su funcionamiento o información que necesite ser compartida.

2.8 Controles de Temperatura

Según (Carrillo, 2011) es un instrumento que se utiliza para el control de la temperatura. La temperatura se mide mediante un elemento analógico el cual con un convertidor transforma estas mediciones en datos digitales mediante una interfaz. Este dispositivo cuenta con una entrada que sería por parte del sensor de temperatura como por ejemplo un termo par y uno de salida que se conecta a un dispositivo de control como puede ser un calentador.

2.8.1 Controladores de Encendido y Apagado

Dispositivo más sencillo utilizado para controlar la temperatura, cuenta solo con encendido y pagado, no tiene un punto medio. Este controlador cambia solo cuando la temperatura cruce el punto de ajuste, la regulación del control de temperatura la salida esta encendida cuando la temperatura este por debajo del ajuste y apagada cuando la temperatura supere el punto de ajuste. Puesto que la temperatura cruza el punto de configuración para cambiar el estado de salida la temperatura del proceso estará en un ciclo continuo desde bajo el punto de ajuste hacia arriba y así continuamente. (OmegaTM, 2018).

2.8.2 Controladores de temperatura proporcional

Elementos de control de temperatura encargado de suprimir los ciclos de regulación de encendido y apagado. El controlador disminuye la potencia media suministrada al calentador a razón que la

temperatura llegue a su punto de ajuste, sin sobrepasar dichos valores. Ayuda a mantener la temperatura estable por accionamientos cortos de encendido y apagado. Cuando la temperatura este bajo la ajustada, el ciclo de encendido será más largo y si la temperatura sobrepasada la de ajuste el ciclo de apagado será por mucho más tiempo. (OmegaTM, 2018).

2.8.3 Controladores PID

Estos controladores adoptan una combinación de control proporcional con dos ajustes adicionales, integral y derivada mencionadas en unidades de tiempo. Ayudan a ajustar de manera individual un sistema aplicando las pruebas y errores, facilita el control más exacto y estable. Utilizados para realizar mediciones en cuerpos de masa muy pequeñas, reaccionando rápidamente a los cambios de energía, recomendados para procesos con cambios constantes de frecuencia. (OmegaTM, 2018).

2.9 Resistencias eléctricas

Dispositivos que permiten el paso de corriente eléctrica, esto se da por efecto de interacción entre los electrones libres de la corriente y los iones positivos del metal. Como efecto de la interacción se produce el calentamiento y lo que a su vez se transmite al medio ambiente. El calentamiento se lo puede efectuar por radiación, convección y conducción. (Vallejo, 2014).

2.10 Termopar

Según (OmegaTM, 2018) es un sensor utilizado para realizar mediciones de temperatura. Su estructura es de dos metales diferentes pero unidos en un extremo. Su funcionamiento se da cuando estos metales se enfrían o se calientan, originan una tensión igual a la temperatura.

Existen una gran variedad de termopares resultado de varias combinaciones de metales o calibraciones, los más comunes son los de clase J, T y K. El más popular para el uso es el de tipo K por ser muy accesible. El termopar K está compuesto por un conductor positivo de níquel-cromo y un negativo de níquel-aluminio, llega a trabajar hasta temperaturas de 2320 °C. (OmegaTM, 2018).

2.11 Motor Eléctrico

Es un dispositivo conformado por bobinas presentes en el rotor y un imán de gran tamaño presente en el estator, que comúnmente se utiliza para transformar energía mecánica en eléctrica. Este proceso se da por la operación de los campos magnéticos, las fuerzas de tracción y repulsión desarrollados por las bobinas. Un motor eléctrico no requiere de combustible o de ventilación para su funcionamiento, y tiene grandes ventajas como: brinda seguridad en el trabajo, costos mínimos de operación. (Champman, 2012).

2.12 Reductores de velocidad

Dispositivo compuesto por combinaciones de engranajes, utilizado con el fin de controlar y alterar las revoluciones de los motores eléctricos, debido a que los motores tienen velocidades muy elevadas. El funcionamiento se da por el contacto de un eje de acero con el tornillo sin fin, esto nos ayuda a dar velocidades muy bajas de salida, pero sin afectar la potencia suministrada por el motor, elevando el par de manera muy segura y eficaz. (Roydisa, 2018).

2.13 Engrane

Es un mecanismo que consta de una combinación de uno o más ruedas dentadas, elemento mecánico utilizado para transferir potencia de un mecanismo a otro, Sirve para transmitir movimiento circular cuando se ponen en contacto con otra rueda dentada. Esto se da por el acoplamiento de los dientes de una rueda con otra, conectada a la motriz principal. (Mott, 2004).

2.14 Rodamientos

Elementos que se encuentran entre piezas conectados a un eje, que ayudan a reducir la fricción entre ellas. Su estructura está conformada por dos cilindros concéntricos, separados por rodillos o bolas que se rotan libremente dentro de los cilindros. Son construidos de acero sometidos a procedimientos abrasivos para aumentar sus propiedades de resistencia al desgaste. (Mott, 2004).

2.15 Transferencia de calor

La transferencia de calor es una ciencia encargada de estudiar la rapidez de transferencia de energía térmica entre cuerpos materiales, por una diferencia térmica. Nos enseña que esta transferencia se la denomina como calor- Esta transferencia siempre se producirá del medio con la temperatura más alta hacia el medio con temperatura más baja. Tiene una amplia área de estudio que va desde sistemas biológicos hasta sistemas básicos domésticos, edificios residenciales y comerciales, procesos complejos industriales. (Cengel y Ghajar, 2011).

2.15.1 Tipos de transferencia de calor

Existen tres tipos de transferencia de calor

2.15.1.1 Transferencia de calor por conducción

Este tipo de transferencia se da cuando dos cuerpos a distintas temperaturas entran en contacto, existiendo una transferencia de calor desde el cuerpo con la temperatura alta hacia el cuerpo de baja temperatura, por lo tanto, se dice que la energía se ha transferido por conducción. La conducción se lleva a cabo en lugares sólidos, líquidos o gases. (Holman, 1999).

2.15.1.2 Transferencia de calor por convección

Esta transferencia de calor se da de un lugar a otro por el movimiento de un cuerpo o masa dentro del fluido. Pueden ser de manera natural producida por la variación de densidades de una materia o forzada cuando se obliga a desplazarse de un lugar a otro. Esta transferencia se da siempre entre una superficie sólida y el líquido o un gas adyacente. (Cengel y Ghajar, 2011).

2.15.1.3 Transferencia de calor radiación

De acuerdo a (Cengel y Ghajar, 2011) la transferencia por radiación no necesita estar en contacto, esta se da por la energía que emite un cuerpo a través de ondas electromagnéticas variando las configuraciones electrónicas de moléculas. A diferencia de las dos anteriores esta no requiere de un medio intervector. Como ejemplo podemos tomar el sol, el calor viaja por el espacio y calienta la tierra

2.16 Diseño

El diseño se encarga de la planificación para cumplir con las necesidades o resolver problemas con fin particular. El plan se basa en la creación física de algo, dando como resultado un producto final, que debe ser útil, competitivo en el mercado, debe ofrecer seguridad, completa funcionalidad y sobre todo que pueda producirse. El diseño primeramente comienza con las necesidades del cliente, de acuerdo a esto se realiza la toma de decisiones, para empezar un nuevo producto no se cuenta con toda información necesaria y en otros casos la información es extensa. El diseño en todos los casos sufrirá cambios por lo que debe tener un campo amplio para poder realizar estos ajustes, de acuerdo a los avances que se vaya realizando en investigación. (Budynas y Nisbett, 2014).

2.17 SolidWorks

Es un software de diseño CAD 3D utilizado para modelar piezas y ensamblajes en 3D y realizar planos en 2D. Ofrece todas las características disponibles para el desarrollo de un producto. Los detalles más importantes que ofrece ese programa es la posibilidad de diseñar, crear, simular, fabricar los procesos de un diseño. La sencillez de su interfaz y su uso es la propuesta que le ha dado lograr el éxito entre todos sus clientes.

- SolidWorks ofrece herramientas muy importantes para soluciones como son:
- Herramientas de diseño para crear piezas, modelos y realizar ensamblajes.
- Herramientas de diseño mecánico.
- Herramientas de simulación utilizadas para evaluar el diseño.
- Herramientas de evaluación medioambiental del diseño durante su ciclo de vida.
- Herramientas que reutilizan datos de CAD 3D

- Herramientas para gestionar y controlar datos.

2.18 ANSYS

Es un software muy utilizado para la simulación y análisis mediante elementos finitos. Incluye fases de preproceso, resolución y post proceso que permite realizar en una sola plataforma de trabajo. Ansys realiza análisis de piezas o conjuntos usados en ingeniería y diseño mecánico, que son sometidos a fenómenos físicos de manera simultánea o individual, muy utilizados para examinar esfuerzos y deformaciones. De igual manera permite realizar análisis de estructuras dinámicas y estáticas, análisis de transferencia de calor y fluidodinámica, de igual manera problemas de acústicas y electromagnetismo. En la mayoría de las veces se utiliza cuando se necesita realizar análisis de una maquina completa combinado con estructuras, transferencia de calor, etc. Este software es muy utilizado en la ingeniería, física y química.

2.19 Norma ASTM

ASTM International (American Society for Testing and Materiales) es una organización internacional que desarrolla las normas más grandes e importantes del mundo. Esta organización brinda oportunidades y facilidades para desarrollar y publicar normas voluntarias por consenso, aplicado a productos, materiales, servicios y sistemas. Los miembros de ASTM desarrollan documentos técnicos que se utilizan como base para la gestión, adquisición y fabricación de códigos y regulaciones. Estos miembros cubren temas como acero, plásticos, metales, etc. Estas normas son usadas por personas naturales, empresas, en si todas las organizaciones en el mundo.

2.19.1 Norma ASTM D1238-20.

La norma ASTM D1238-20 aplicado como método de prueba estándar para índices de flujo de fusión de termoplásticos mediante plastómetro de extrusión, utilizado para realizar ensayos de control de calidad en los materiales PET, los datos que se obtienen por la aplicación de este método de prueba nos indica la uniformidad con la que le aplica la velocidad del flujo del polímero, lo que terminara el acabo del agregado obtenido, así como su granulometría.

2.19.2 Norma ASTM E11

La norma ASTM E11 es aplicado para realizar análisis granulométrico de las partículas, mediante pruebas de tamizado, la distribución del tamaño de las partículas permite la clasificación del material y la adaptabilidad al diseño propuesto. Utilizados para gran cantidad de pruebas en materiales de construcción. (ASTM-Subcommittee-E29.01, 2015).

2.20 Plásticos

Los plásticos son polímeros denominados polietileno tereftalato o PET con propiedades deformativas, estos materiales están compuestos de polímeros de origen natural, tienen como elemento principal el carbono combinado con hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y polímeros artificiales modificados. Se las utiliza para obtener productos con una forma deseada, este proceso se lo realiza por medio de extrusión.

Estos se caracterizan por tener una excelente relación resistencia-densidad, excelentes propiedades de aislante térmico y eléctrico, alta resistencia a los ácidos y disolventes. Los resultados finales de estos son sólidos, pero en el estado de proceso son fluidos por la acción de calor y presión. (Díaz, 2012).

2.20.1 Termoplásticos

Estos son materiales que se los puede deformar fácilmente. Se lo puede realizar por varios métodos en el cual se calienta el material para deformar su estructura molecular, de esta manera se vuelve más suave. Cuando el material llegue a su proceso final se enfriará y regresará a su estado normal endurecido, este material es reutilizable para producir nuevos productos.

Los termoplásticos tienen excelentes propiedades como: viscoelasticidad es la relación de deformación y el tiempo; eléctricas estos materiales sirven como aislantes; comportamiento plástico es facilidad de deformación al aplicarse un esfuerzo; impacto cuando se aplica deformación a velocidades altas se vuelve frágil igual que a temperaturas bajas, a temperaturas altas el comportamiento es dúctil; corrosión, algunos termoplásticos tienen propiedades para enfrentar la corrosión provocada por el ataque de insectos o microbios.

2.20.2 Contaminación por plásticos

Actualmente la contaminación más significativa en el mundo se da a causa del mal uso del plástico, la mayoría de las personas utilizan con frecuencia plásticos, que tardan años en desagregarse sin tomar conciencia del impacto ambiental que están generando, ya que estos residuos terminan en ríos, mares y océanos. La carencia de educación ambiental y la falta de conciencia al no practicar el reciclaje y hacer uso de botellas que generalmente terminan en las alcantarillas obstruyendo el adecuado uso del mismo lo que ocasiona inundaciones provocando altas demandas económicas a los entes gubernamentales. El objetivo para contrarrestar esta deficiencia vendría del accionar del reciclaje utilizando el plástico como uno de los materiales maleables y por tanto de fácil moldeabilidad ya que se constituyen por compuestos sintéticos y orgánicos.

2.21 Neumáticos

Los neumáticos, elastómeros o cauchos son materiales polímeros, tienen una estructura elástica esto se da porque en su composición química no se encuentra presente elementos metálicos, debido a esto su nombre proviene del término “polímero elástico”. Los elastómeros están conformados por grandes cadenas de monómeros debido a esto se tiene su comportamiento elástico. Las dimensiones de estas varían de acuerdo al esfuerzo al que sean sometidos, sus características principales son su alta elasticidad, resistencia eléctrica y la impermeabilidad. Estos materiales se clasifican en naturales o sintéticos. Los cauchos que más se utilizan para la fabricación de neumáticos son: caucho natural (NR), polibutadieno (BR) y estireno-butadieno (SBR). (Gomez et al., 2019).

Los neumáticos resultan de una combinación de varios cauchos que se utilizan para la elaboración de estos, esto se realiza por el proceso de vulcanización. Este proceso es un entrelazamiento de cadenas de polímeros con moléculas de azufre a una elevada presión y temperatura. Debido a este proceso el caucho de ser un material termoplástico para a ser un elastómero (Meza, 2014). Además de caucho, un neumático está compuesto por: rellenos reforzantes, fibras reforzantes, plastificantes, agentes vulcanizantes, acelerantes, retardantes y otros. (Castro, 2008).

2.21.1 Contaminación por neumáticos

Se considera la quema de neumáticos es la contaminación más agravante dentro del ecosistema ya que no solo genera gases nocivos para el ambiente sino también para la salud del ser humano, en estos se evidencian los gases agravantes tales como: dióxido de carbono y monóxido de carbono, sin embargo, las grandes industrias, cometen los crímenes más atroces en contra del ambiente, con el incorrecto uso del reciclaje o reutilización.

Este accionar provoca el conocido efecto invernadero, que es el principal causante del calentamiento global, afectando no solo a los cambios climáticos sino también a la vida misma.

2.22 Transformación de las botellas y neumáticos para su disposición final

De acuerdo a la problemática evidente y tangible se plantea utilizar el plástico y los neumáticos reciclados, siendo estos los productos más desechados y contaminantes; como materia prima para obtener agregados, pudiendo utilizarlos como nuevos materiales para realizar combinados en la construcción. Estos se podrían mezclar con materiales pétreos y obtener ladrillos o bloques con los agregados obtenidos, que les dará mejoras en sus propiedades como pueden ser acústicas, aislantes de la temperatura exterior e impermeabilidad, para la construcción de casas económicas y de calidad. La fiabilidad de estos suministros aporta significativamente.

Los agregados obtenidos en forma de estrechos filamentos dan a notar que la contaminación ambiental sea corrosiva al impacto generado, por medio de la creación de alfombras, ropa, geotextiles, cuerdas, cepillos y escobas; ayudando a fuentes industriales y a su vez al medio ambiente a través del reciclaje. Esta práctica ha sido considerada como una alternativa ecológica abriendo brecha al desarrollo de la presente investigación.

Se considera que el uso de botellas termina al momento de ser utilizadas, es decir siguen el proceso de reciclaje, ya que estas pasan a ser parte de agregados y ya no son utilizadas para darle la misma función inicial.

La revalorización del material plástico reciclado, se daría gracias a las características que estas tienen, de esta manera se producirá filamentos, se realizara un estudio de las propiedades más beneficiosas que se utilizara en las impresoras 3D para realizar modelados.

Los agregados a base de los neumáticos proporcionan componentes que vinculados con el asfalto garantizan el uso de este como materia prima para la producción de pavimento asfáltico ya que el caucho de llanta proporciona al pavimento flexibilidad y elasticidad aumentando en su vida útil a más de la mitad lo habitual. Proponiendo un futuro empoderado a base de combustibles alternos utilizados adecuadamente en beneficio del medio ambiente.

2.22.1 Reciclaje de plásticos y neumáticos

En la actualidad la sociedad genera gran cantidad de residuos de este tipo, este es un gran reto que deben enfrentar para tener un manejo adecuado de estos para garantizar su viabilidad y sustentabilidad. Para manipularlos existe varias formas, todas buscan disminuir su cantidad y los efectos que provocan en el medio ambiente. Para un mejor manejo la opción más propicia es la reducción, modificando procesos, actividades, el consumo de estos para así disminuir la generación de residuos. Esta opción se la puede realizar aplicando la reutilización no es muy viable porque ciertos materiales pierden su estado inicial, el caso más practico es el reciclaje por este medio se transforma los residuos en otros productos, recuperando su valor económico. (Vázquez et al. 2016).

El reciclaje constituye una actividad de transformación del ciclo de vida del producto, frenando de esta manera la extracción de nueva materia prima virgen, de esta manera se evita terminar con los recursos naturales. A demás este proceso trae beneficios a la economía local disminuyendo la dependencia de estos materiales. (Vázquez et al., 2016).

2.22.2 Agregados

Se obtienen a partir del reciclaje de materiales plásticos y neumáticos, mediante tratamiento térmico y producidos mediante extrusión, son muy utilizados como sustitutos en materiales de construcción como en ladrillos, bloques y concreto, gracias a su gran tenacidad y resistencia a fatiga y al desgarramiento. Otros obtenidos de elastómeros ayudan a mejorar la resistencia a la flexión, ductilidad y tracción del concreto y otros compuestos a base de cemento. Se caracterizan especialmente por brindar propiedades térmicas, acústicas y su excelente comportamiento contra la humedad, ácidos, grasas, aceites y disolventes.

CAPITULO III

3 MARCO METODOLÓGICO

El marco metodológico abarca las técnicas y procedimientos aplicados para la formulación de hipótesis como resolver problemas y realizar investigaciones; analizando a fondo el problema planteado. Este apartado es el más importante, debido a que aquí se explica cómo se llevara a cabo el presente proyecto, empleando los recursos, herramientas y esfuerzos necesarios para la obtención de los resultados deseados durante el estudio. Se tiene como tarea la operatividad de los conceptos y elementos del problema a estudiar. (Azüero, 2019).

Se estudia las variables que se necesitan para desarrollar el cálculo de los elementos, selección de materiales de los mismos y la selección de algunos componentes que constituyen esta máquina. Así como la simulación de la máquina extrusora analizando las variables y parámetros necesarios. Se plantea la selección de alternativas, donde se identifica los criterios para el correcto desarrollo de este proyecto.

El presente estudio es de carácter experimental debido a que se analizara los fenómenos que se presenten en la simulación de la máquina bajo las condiciones propuestas. Tendrá alcance explicativo, porque se describe todo el proceso desde el diseño hasta la simulación ejecutando pruebas que se ajustan a los parámetros requeridos y por último el análisis y presentación de los resultados para identificar el cumplimiento de los objetivos.

3.1 Definición del producto

Se analizo material bibliográfico en el capítulo II del presente documento, donde se revisó diversas máquinas extrusoras, se las utiliza como modelos bases para el presente proyecto, para realizar el diseño, selección de componentes y la simulación de la misma.

Para el presente capítulo, se ostenta la manera a seguir de manera planificada y ordenada para desarrollar una máquina que cumpla las necesidades del usuario rigiéndose en todas sus especificaciones técnicas y características.

3.2 Metodología de diseño

El diseño conceptual de la máquina extrusora se desarrolló de acuerdo al diagrama de bloques, de acuerdo con la Figura 1-3:

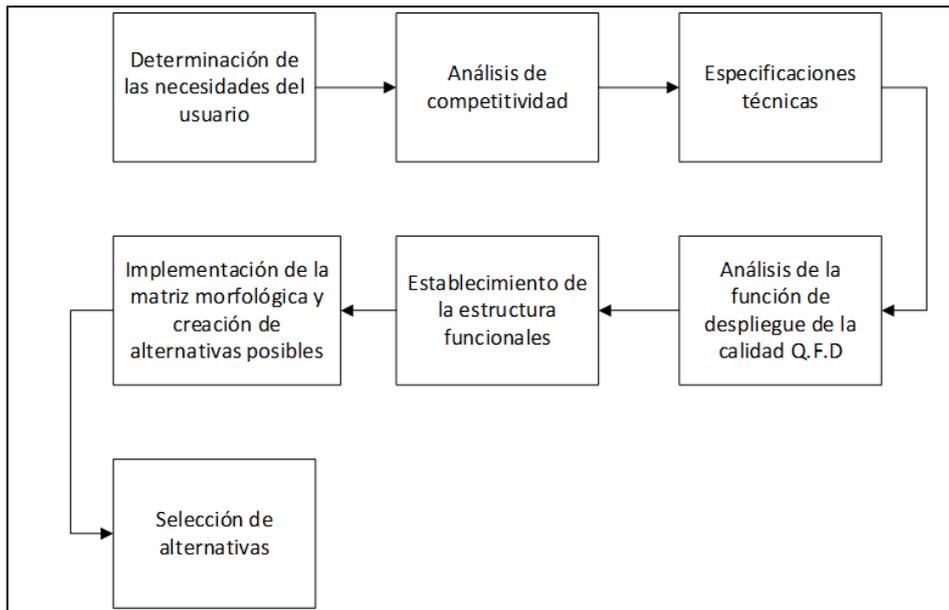


Figura 1-3: Metodología de diseño de una máquina extrusora.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

La metodología de diseño se basa en las indicaciones para dar solución a un problema de la parte del diseño, llegando a plantear secuencias de acciones y procedimientos. Este método es muy empleado para iniciar el desarrollo de un diseño o solucionar problemas de diseño. La aplicación de esta metodología inicia con la determinación de las necesidades del usuario para el futuro diseño, analizar las competencias y establecer especificaciones técnicas; para posteriormente desarrollar el Análisis de la función de despliegue de la calidad Q.F.D, se establece la estructura funcional y la implementación de la matriz morfológica; finalmente se realiza la selección de alternativas.

3.3 Análisis Q.F.D

Este método es aplicado para el desarrollo de nuevos productos, porque permite analizar las necesidades y problemas que tiene el cliente, estudiar las posibles competencias del producto a diseñar; así como dar posibles soluciones mediante un criterio ingenieril desarrollando un nuevo producto que cumpla con las necesidades del consumidor.

3.3.1 *Requerimientos del usuario*

Voz del usuario

Estos requerimientos se los obtiene por medio de los usuarios tras realizar encuestas, estas se basan en necesidades que se dan al usar estos productos y también sobre la problemática, que en este proyecto es el reciclaje de las botellas plásticas y los neumáticos. En donde las exigencias faltantes por uso, se las emplea para desarrollar a máquina del presente trabajo.

En la Tabla 1-3, se muestra los requerimientos que se obtuvo como resultado de las encuestas desarrolladas.

Tabla 1-3: Requerimientos del usuario.

Requerimientos del usuario	
1	Fácil operación
2	Facilidad de mantenimiento
3	Fácil anclaje de elementos
4	Facilidad de ingreso del material
5	Fácil control de temperatura
6	Funcional con diferentes materiales
7	Utiliza motor eléctrico
8	Capacidad
9	Seguridad
10	Eficiencia

Fuente: (Vasconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.2 *Requerimientos técnicos*

3.3.2.1 *Voz del ingeniero*

Las necesidades tomadas por parte del cliente se transforman en términos técnicos una vez que se han analizado las alternativas de solución. A continuación, se muestra los requerimientos técnicos para diseñar una máquina extrusora.

Tabla 2-3: Requerimientos técnicos.

Requerimientos técnicos	
1	Cumplimiento de normas
2	Temperatura de operación
3	Largo máximo (1.5 m)
4	Ancho máximo (1 m)
5	Altura máxima (0.7 m)
6	Velocidad de extrusión
7	Capacidad de producción
8	Torque mínimo
9	Costo máximo de la Máquina

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.2.2 Correlaciones

En este apartado se relaciona los requerimientos del usuario con los requerimientos técnicos. Se encarga de medir el grado de cumplimiento de la demanda con las especificaciones técnicas seleccionadas.

Para realizar esta medición se ha definido 4 niveles fuerte, mediano, bajo como se observa en la Figura 2-3. Y si en el caso de no existir ninguna relación se procede a dejar el espacio en blanco.

FACTOR DE INCIDENCIA	
Fuerte =9	●
Medio =3	○
Baja =1	▽

Figura 2-3: Factor de incidencia

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.3 Análisis de competitividad

En este apartado se establece del grado de satisfacción de la demanda de cada producto ofertada por la competencia analizada por parte de los usuarios, con esto se requiere analizar:

- La importancia de cumplir la demanda.
- El nivel de cumplimiento de la demanda en productos ofertados por la competencia.
- El valor de cumplimiento de la demanda que se espera en nuestro producto.

Estos niveles se los evalúa con valores de 1 a 5, como se aprecia en la Figura 3-3.

	A	B	C	D	E	F	G	H	H
Proyecto									
Competencia 1									
Competencia 2									
Objetivos									
Índice de mejora									
Factor de venta									
Importancia									
Ponderación									
Ponderación en %									
	1	4	4	4	4	●	5	30.00	13.97
	1	3	4	4	4	●	5	24.00	11.17
	1	4	3	3	3		4	12.00	5.59

Figura 3-3: Análisis de competitividad

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El valor de la ponderación se lo obtiene al aplicar el producto de del índice de mejora, importancia y factor de venta. Este último factor tiene los valores de incidencia como son fuerte, posible y ninguna; como se observa en la Figura 4-3.

FACTOR DE INCIDENCIA	
Fuerte = 1.5	●
Posible = 1.2	●
Ninguna = 1	

Figura 4-3: Incidencia del factor de venta

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.4 Evaluación Técnica

Se centra en la evaluación de la incidencia de las características técnicas principales. Como se observa en la Figura 5-3. La importancia de cada especificación técnica se la obtiene al aplicar la ecuación (1)

$$Imp = \sum I_d * S_{dt} \quad (1)$$

Donde:

Imp: Importancia del criterio evaluado.

I_d: Incidencia de la característica técnica.

S_{dt}: Valor de ponderación.

Producto Propio	4	5	3	4	4	5	4	4	3	
Competencia 1	3	5	2	4	3	4	3	4	4	
Competencia 2	3	4	5	5	5	4	4	4	3	
Incidencia	568.8	730.8	579.6	522.0	680.4	741.6	604.8	372.0	432.0	5232.0
Incidencia %	10.87	13.97	11.08	9.97	13.00	14.17	11.56	7.11	8.26	100

Figura 5-3: Evaluación Técnica

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.5 Compromisos Técnicos

Esto se localiza en el techo de la casa de la calidad, se encarga de determinar la correlación de las especificaciones técnicas, existen tres casos de correlación:

- Positiva: Determina que cuando se mejora una característica técnica mejora la otra.

- Negativa: Determina que cuando se mejora una característica técnica la otra desmejora.
- Sin correlación: No existe inferencia entre las características técnicas.

Existen 4 niveles de incidencia como se observa en la Figura 6-3.

Muy Positiva	●
Positiva	○
Negativa	+
Muy negativa	×

Figura 6-3: Incidencia de los compromisos técnicos

Realizado por: (Vásquez, 2022)

3.3.6 *Análisis de competencias*

En el mercado existe un gran número de empresas que ofrecen productos, una de ellas oferta el uso de las máquinas extrusoras, con características que van de la mano con la máquina que se pretende desarrollar en esta investigación.

3.3.6.1 *Competencia 1*

Nombre: Huaming SJ25/25

Producto: Máquina Inyectora / Extrusora Para 1 / 220v

Características:

- Materia prima: plástico y multifuncional
- Usillo 25 mm diámetro
- 220V – Monofásico
- Motor eléctrico de 2.2 kW
- Variador de temperatura
- Dos zonas de calentamiento
- Precio de oportunidad 9000 USD

Máquina extrusora de plástico de un solo husillo de pequeñas dimensiones utilizada para extruir filamentos, que se utilizaran en impresoras 3D. Tiene un sistema de extrusión de un solo husillo, con tres zonas de calentamiento para llegar a la temperatura necesaria de fusión del material, el sistema de transmisión de potencia se lo realiza por medio de un motor eléctrico de 2.2 kW.

(Huaming, 2019). El modelo y las características se puede observar en el ANEXO A: EXTRUSORA HUAMING SJ 25/25.

3.3.6.2 Competencia 2

Nombre: Tenda TSH - 35

Producto: Máquina Extrusora de desplazamiento vertical

Características:

- Inyecta 90 grs.
- Utilizado para extruir PP, PE, ABS.
- Motor 18.5 kW
- 220V – Monofásico
- Tablero de control
- Cuatro zonas de calentamiento.
- Precio de oportunidad 25000 USD

Extrusora de configuración de doble husillo, cilindro extrusor horizontal; el proceso de extrusión se da por desplazamiento vertical, la potencia al tornillo extrusor es alimentado por un motor de 18.5 kW. Cuenta con 4 zonas de calentamiento para llevar al material al punto de fusión. La capacidad de inyección es de 30-60 kilogramos por segundo, muy utilizado para filamentos de 10mm a 20mm. (Tenda, 2020). Las características las podemos encontrar en el ANEXO B: EXTRUSORA TENDA TSH - 35

3.3.7 Despliegue de la Función de Calidad (QFD)

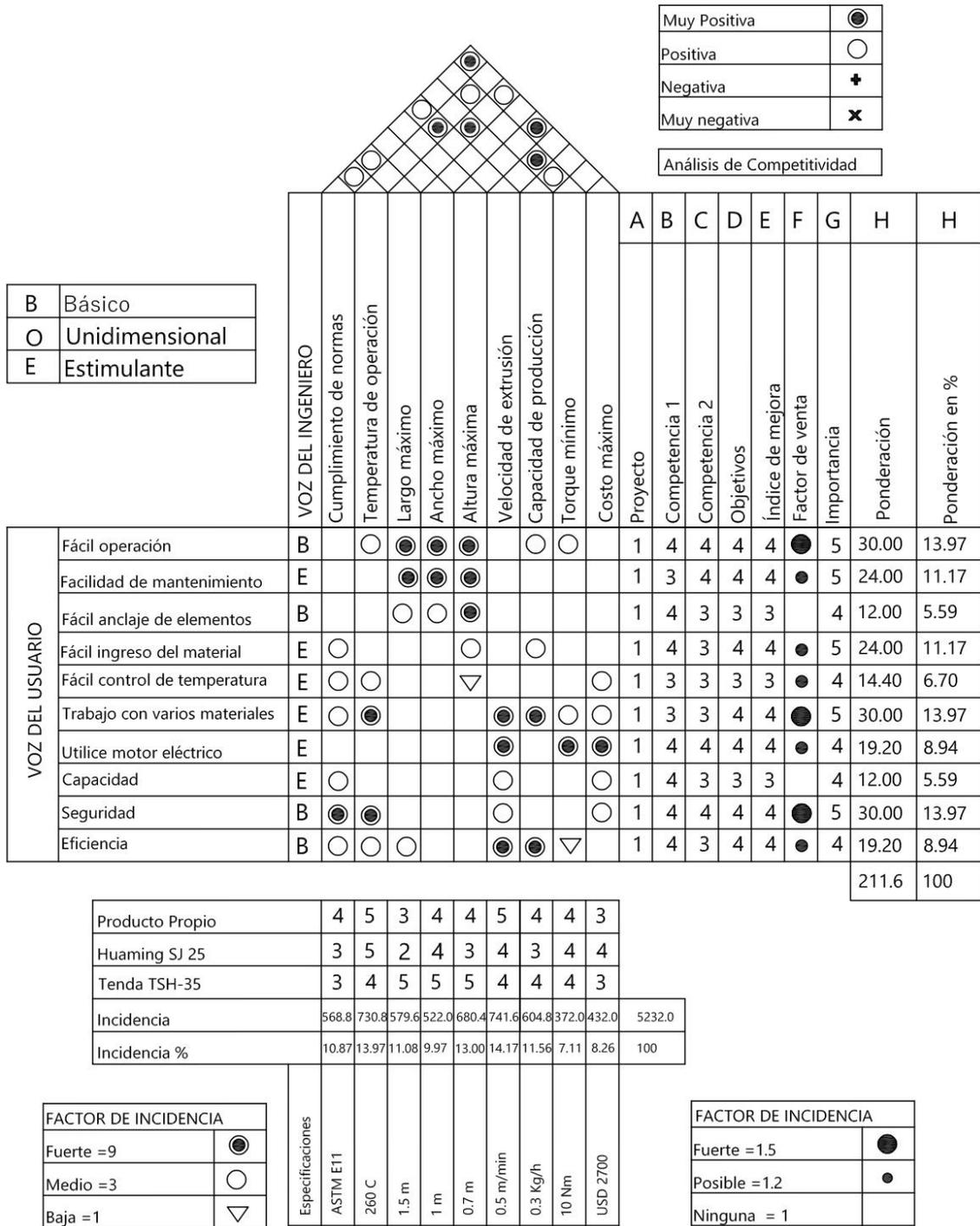


Figura 7-3: Despliegue de la función de calidad.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.8 Análisis funcional

Se describe las funciones de la máquina extrusora iniciando desde el nivel cero, en donde se detallarán los niveles funcionales de las utilidades acorde a los distintos componentes que constituyen nuestro diseño.

3.3.8.1 Nivel 0

En el nivel 0 se describe el funcionamiento general de la máquina extrusora, parte del ingreso de la materia prima y a la salida se obtendrá el material en forma de agregados como se observa en la Figura 8-3.

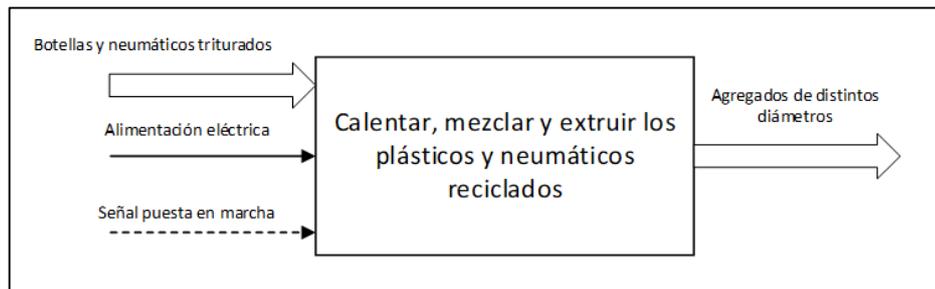


Figura 8-3: Nivel 0, de la máquina extrusora.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.8.2 Nivel 1

En el Nivel 1 se detalla específicamente el proceso de cada zona, y componentes principales como se puede apreciar en la Figura 9-3.

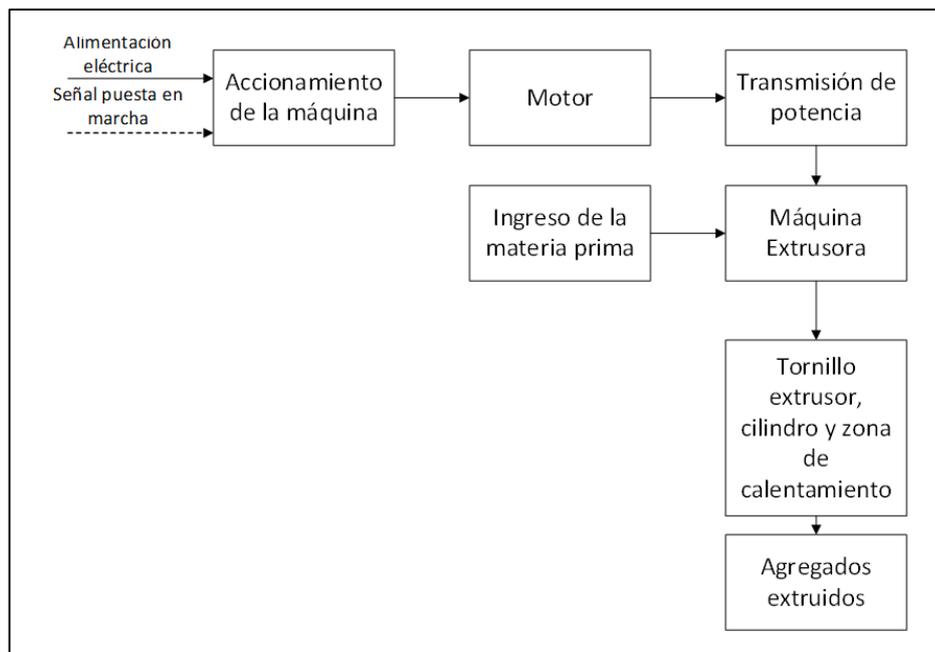


Figura 9-3: Nivel 1, de la máquina extrusora.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.3.9 Definición de módulos

Los módulos simbolizan los procesos que va a ejecutar la máquina extrusora, agrupándolos de una manera adecuada y obtener un mejor análisis, como se observa en la Figura 10-3.

3.3.9.1 Módulo 1

- Puesta en marcha de la máquina
- Encendido del motor

3.3.9.2 Módulo 2

- Transmisión de potencia
- Ingreso de la materia prima
- Calentamiento del material
- Mezclado del material

3.3.9.3 Módulo 3

- Extrusión del material

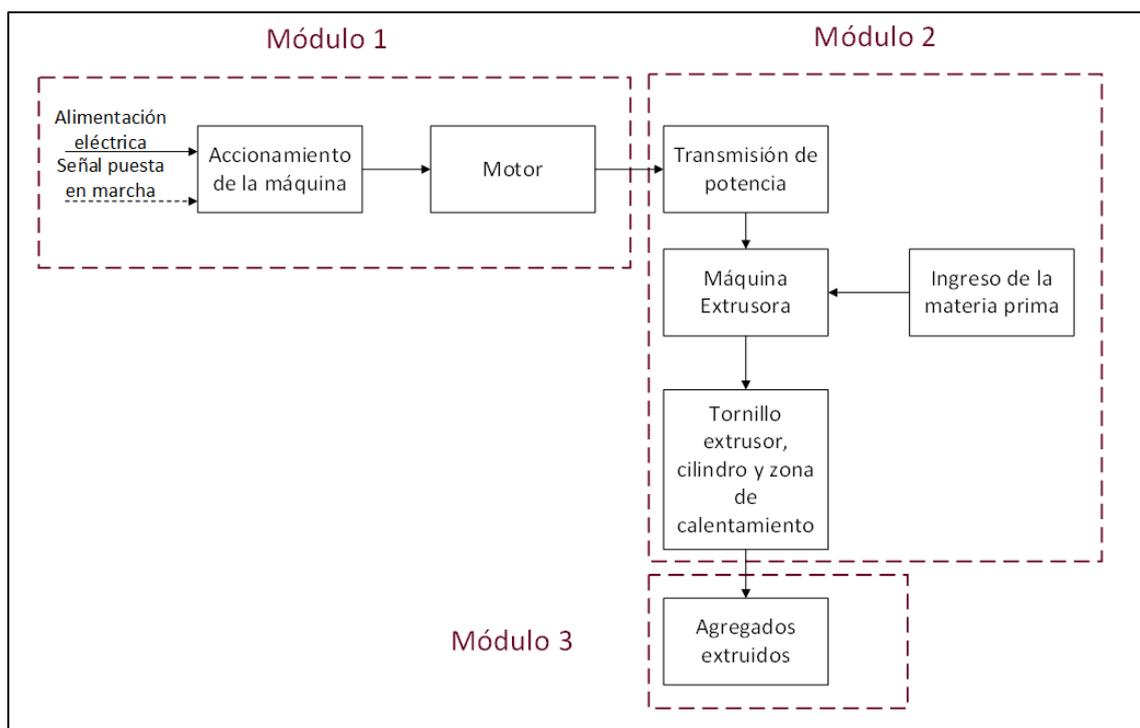


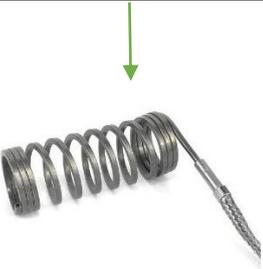
Figura 10-3: Desarrollo de módulos, de la máquina extrusora.

Realizado por: (Vásquez, 2022)

3.3.10 Matriz morfológica

Tabla 3-3: Matriz morfológica.

Función	Componentes	
Motor	<p data-bbox="788 297 863 322">Motor</p> 	<p data-bbox="1123 297 1305 322">Motor reductor</p> 
Transmisión de potencia	<p data-bbox="759 734 890 759">Engranajes</p> 	<p data-bbox="1171 745 1246 770">Poleas</p> 
Husillo	<p data-bbox="740 1171 911 1196">Husillo simple</p> 	<p data-bbox="1129 1126 1294 1151">Doble husillo</p> 
Cilindro de extrusión	<p data-bbox="975 1619 1066 1644">Camisa</p> 	
Resistencias	Abrazadera	Espiral

		
	Circular 	Rectangular 
Plato rompedor	Acero Inoxidable 	
Salida	Boquilla de extrusión 	
		Solución 1
		Solución 2

Realizado por: (Vásquez, 2022)

3.3.11 Solución 1

Mediante un motor transmite la potencia del mismo a través de un sistema de poleas y engranajes al eje, utilizando un solo husillo el cual ira montado dentro de la camisa en posición horizontal, una tolva circular colocada verticalmente para el ingreso del material, el sistema de calentamiento mediante resistencias en forma de abrazaderas colocadas en 3 zonas que permitan una fácil variación de temperatura, la boquilla de extrusión de acuerdo al diámetro que se desee obtener.

3.3.11.1 Ventajas

- El diseño horizontal ayuda a una mejor mezcla y compactación del material
- La ubicación de la tolva es más sencilla.
- La distancia a la zona de enfriamiento aumenta.
- Operación es de manera continua
- Construcción de bajo costo

3.3.11.2 Desventajas:

- El producto a obtener en la sección transversal es constante.
- Desmontaje completo para el mantenimiento del husillo.

3.3.12 Solución 2

Disposición vertical de la máquina, el motor reductor se encuentra ubicado en la parte superior donde conecta al eje para transmitir potencia por medio de poleas, tiene una combinación de 2 husillos engranados, la ubicación de la tolva en la parte superior, el ingreso de la materia prima de forma transversal a la tolva rectangular a la parte de alimentación del cilindro y la zona de transferencia de calor será por medio de resistencia en espiral que estará acoplada a toda la camisa.

3.3.12.1 Ventajas:

- Ocupa menos espacio que el de orientación horizontal.
- Muy utilizadas para la fabricación de cables o filamentos de diámetros muy pequeños.

3.3.12.2 Desventajas:

- Dificultad de construcción.
- Inconvenientes en el funcionamiento por su elevación al momento del ingreso de la materia prima.
- Aumenta el estiramiento del producto debido al peso y la gravedad.
- La distancia de enfriamiento debe ser muy amplia.

3.3.13 Alternativas de solución

3.3.13.1 Evaluación y solución a los módulos

Para evaluar y encontrar la mejor solución y la más óptima, se utilizará el método de criterios ponderados, asignando valores a los criterios para realizar una comparación con las demás. Asignaremos 1 para el criterio con mayor relevancia, 0.5 si tienen una importancia similar y 0 si el criterio con el que se compara es menor.

- Precio: valorar el costo de la máquina extrusora es muy necesario puesto que se propone un diseño que luego podrá ser desarrollado.
- Mantenimiento: debe ser de un costo muy bajo y de baja dificultad para realizar por el operador.
- Capacidad: es de mucha importancia analizar la cantidad de material que puede extruir.
- Energía: se utilizará energía eléctrica.

3.3.13.2 Evaluación del peso específico de cada criterio

Sistema de transmisión de energía

Solución 1: Transmisión por engranes

Solución 2: Transmisión por poleas

Energía>Mantenimiento>Capacidad>Precio

Tabla 4-3: Evaluación de los pesos específicos del sistema de transmisión de energía.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	$\Sigma+1$	Ponderación
Energía		1	1	1	4	0.4
Mantenimiento	0		1	1	3	0.3
Capacidad	0	0		1	2	0.2
Precio	0	0	0		1	0.1
				Suma	10	1

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de energía

Solución 1= Solución 2

Tabla 5-3: Evaluación del peso específico del criterio de energía.

Energía	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
		Suma	3	1

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento

Solución 1 > Solución 2

Tabla 6-3: Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento.

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de capacidad

Solución 1 > Solución 2

Tabla 7-3: Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.

Capacidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo

Solución 1 < Solución 2

Tabla 8-3: Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.

Bajo costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Tabla 9-3: Tabla de conclusiones, sistema de transmisión de energía.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	Σ	Prioridad
Solución 1	0.5(0.4)	0.67(0.3)	0.33(0.2)	0.67(0.1)	0.534	1
Solución 2	0.5(0.4)	0.33(0.3)	0.67(0.2)	0.33(0.1)	0.466	2

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se concluye que la solución 1: es la más pertinente debido a que el sistema de transmisión por engranajes es el más adecuado para la máquina, por su facilidad de mantenimiento, manufacturado en acero brinda resistencia a trabajar en un ambiente a altas temperaturas.

3.3.13.3 Sistema de husillo

Es muy importante evaluar este criterio, ya que los husillos permiten determinar la calidad del producto extruido, una mayor combinación de husillos eleva los costos de fabricación y mantenimiento.

Solución 1: Husillo simple

Solución 2: Doble husillo

Energía>Mantenimiento>Capacidad>Precio

Tabla 10-3: Evaluación de los pesos específicos del sistema de husillo.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	$\Sigma+1$	Ponderación
Energía		1	1	1	4	0.4
Mantenimiento	0		1	1	3	0.3
Capacidad	0	0		1	2	0.2
Precio	0	0	0		1	0.1
				Suma	10	1

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de energía

Solución 1 < Solución 2

Tabla 11-3: Evaluación del peso específico del criterio de energía.

Energía	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1	0.5
		Suma	3	1

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento

Solución 1 > Solución 2

Tabla 12-3: Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento.

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de capacidad

Solución 1 = Solución 2

Tabla 13-3: Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.

Capacidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo

Solución 1 < Solución 2

Tabla 14-3: Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.

Bajo costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Tabla 15-3: Tabla de conclusiones, sistema de husillo.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	Σ	Prioridad
Solución 1	0.67(0.4)	0.67(0.3)	0.5(0.2)	0.67(0.1)	0.636	1
Solución 2	0.33(0.4)	0.33(0.3)	0.5(0.2)	0.33(0.1)	0.364	2

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se concluye que la solución 1: Se utiliza un solo husillo, que permite una mezcla compacta y homogénea, este sistema nos ayuda a reducir costos de fabricación, sin perder calidad del producto final.

3.3.13.4 Sistema de transferencia de calor

En este apartado es adecuado realizar una evaluación, ya que las resistencias facilitan la transferencia de calor para poder calentar y llevar al punto de fusión al material, por medio del consumo energético y costos de mantenimiento.

Solución 1: Resistencias en forma de abrazadera individuales

Solución 2: Resistencia en espiral

Energía > Mantenimiento > Capacidad > Precio

Tabla 16-3: Evaluación de los pesos específicos del sistema de transferencia de calor.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	$\Sigma+1$	Ponderación
Energía		1	1	1	4	0.4
Mantenimiento	0		1	1	3	0.3
Capacidad	0	0		1	2	0.2
Precio	0	0	0		1	0.1
				Suma	10	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de energía

Solución 1 < Solución 2

Tabla 17-3: Evaluación del peso específico del criterio de energía.

Energía	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento

Solución 1 > Solución 2

Tabla 18-3: Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento.

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de capacidad

Solución 1 = Solución 2

Tabla 19-3: Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.

Capacidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo

Solución 1 < Solución 2

Tabla 20-3: Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.

Bajo costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Tabla 21-3: Tabla de conclusiones, sistema de transferencia de calor.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	Σ	Prioridad
Solución 1	0.67(0.4)	0.67(0.3)	0.67(0.2)	0.33(0.1)	0.636	1
Solución 2	0.33(0.4)	0.33(0.3)	0.33(0.2)	0.67(0.1)	0.364	2

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se concluye que la solución 1: Resistencias individuales en forma de abrazadera para tener un control independiente de temperatura.

3.3.13.5 Sistema de alimentación

Este criterio evalúa el sistema de alimentación donde la tolva circular es factible y proporciona un flujo más constante que la de forma rectangular. Pese a que su fabricación tiene un costo elevado.

Solución 1: Tolva circular

Solución 2: Tolva rectangular

Energía>Mantenimiento>Capacidad>Precio

Tabla 22-3: Evaluación de los pesos específicos del sistema de transferencia de calor.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	$\Sigma+1$	Ponderación
Energía		1	1	1	4	0.4
Mantenimiento	0		1	1	3	0.3
Capacidad	0	0		1	2	0.2
Precio	0	0	0		1	0.1
				Suma	10	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de energía

Solución 1 < Solución 2

Tabla 23-3: Evaluación del peso específico del criterio de energía.

Energía	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento

Solución 1 > Solución 2

Tabla 24-3: Evaluación del peso específico del criterio de mayor facilidad de mantenimiento.

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
		Suma	3	1

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de capacidad

Solución 1 = Solución 2

Tabla 25-3: Evaluación del peso específico del criterio de capacidad.

Capacidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
		Suma	3	1

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo

Solución 1 < Solución 2

Tabla 26-3: Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo.

Bajo costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
		Suma	3	1

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Tabla 27-3: Tabla de conclusiones, sistema de alimentación.

Criterio	Energía	Mantenimiento	Capacidad	Precio	Σ	Prioridad
Solución 1	0.5(0.4)	0.67(0.3)	0.5(0.2)	0.33(0.1)	0.534	1
Solución 2	0.5(0.4)	0.33(0.3)	0.5(0.2)	0.67(0.1)	0.466	2

Fuente: (Vásquez, 2022)

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Se concluye que la solución 1: Resistencias individuales en forma de abrazadera para tener un control independiente de temperatura.

3.4 Diseño mecánico

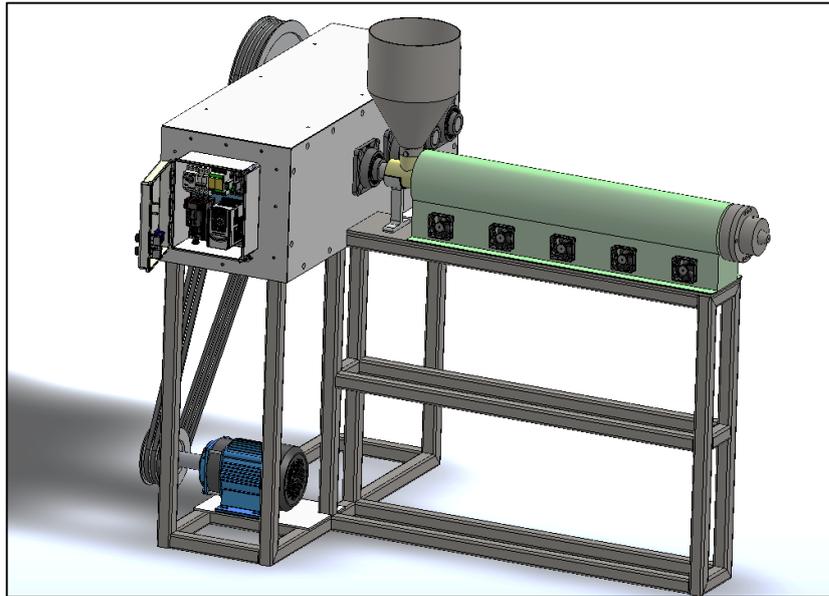


Figura 11-3: Máquina Extrusora.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.4.1 Capacidad de Producción

Para realizar el diseño de la máquina, se realiza los cálculos de los elementos y selección de componentes, utilizando los requerimientos planteados para el desarrollo de la misma. Para iniciar con los cálculos se tienen datos iniciales los que se deben aplicar para el desarrollo de la misma.

Una de ella es la capacidad que tendrá la máquina, no trabajara solo con materia prima virgen, debido a que los plásticos y los neumáticos no tienen buenas propiedades mecánicas cuando son reciclados, por ello se trabajara con un porcentaje de 30% materia prima y el 70% material reciclado. Para obtener la producción total, se iniciará con el cálculo de producción de la cantidad de merma, siendo en este caso la materia prima virgen que será la cantidad real que se usaría. Como requerimiento se tiene que la extrusora tenga la capacidad de producir 4000 kg/mes.

- Flujo másico de la merma

$$Q_{merma} = 4000 \frac{kg}{mes} * \frac{1 mes}{30 días} * \frac{1 día}{24 horas}$$

$$Q_{merma} = 5.55 \frac{kg}{h}$$

Como se sabe este caudal solo es de materia prima virgen el 30%, se debe calcular el 100%.

$$Q_{merma} = 5.55 \frac{kg}{h} \quad 30\%$$

$$Q_{total} \quad 100\%$$

Entonces el flujo total sería:

$$Q_{total} = 18.52 \frac{kg}{h}$$

3.4.2 *Diseño del tornillo extrusor*

Según (Savgorodny, 1978) para el proceso de transformación de plásticos se utiliza mono husillos los más comunes en las máquinas extrusoras, con diámetros con variaciones entre 20 mm y 160 mm, con una relación L:D de (20-30:1) la longitud ha sido aumentada para tener un óptimo proceso. Para nuestra máquina se seleccionó un diámetro de 60 mm con la relación (L:D) de (20:1), el cálculo de la longitud se la realiza aplicando la ecuación (1).

- **Diámetro**

$$D = 60 \text{ mm}$$

- **Longitud total del tornillo**

$$L = 20 * D \quad (1)$$

Donde:

D: Diámetro

$$L_T = 20 * (60 \text{ mm})$$

$$L_T = 1200 \text{ mm}$$

- **Cálculo de las longitudes de las zonas del tornillo extrusor**

En los husillos más comunes usados en la industria de la transformación de plásticos, están conformados por tres zonas la de alimentación, compresión y dosificación, como se observa en la Figura 12-3. Se debe calcular la longitud requerida para cada zona.

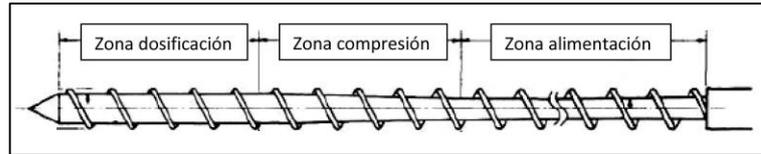


Figura 12-3: Zonas del husillo extrusor

Fuente : (Lerma, 2016)

En la Figura 13-3, se aprecia la relación de las zonas que conforman el husillo extrusor; para la actual investigación, se utiliza los siguientes valores para las distintas zonas como son de 8D alimentación, 7D compresión y 5D dosificación. Estos valores son para la relación (20:1), el mismo que es utilizado para desarrollo del presente estudio.

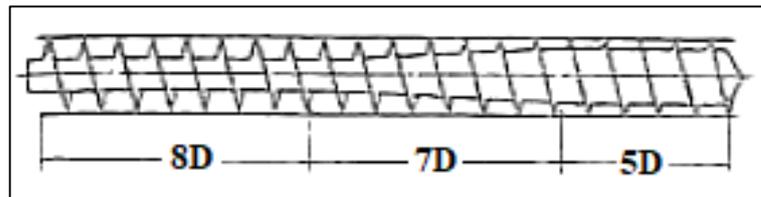


Figura 13-3: Relación de longitud de las zonas

Fuente: (Savgorodny, 1978)

- **Longitud de la zona de alimentación**

$$L_1 = 8 * D$$

$$L_1 = 8 * 60 \text{ mm}$$

$$L_1 = 480 \text{ mm}$$

- **Longitud de la zona de compresión**

$$L_2 = 7 * D$$

$$L_2 = 7 * 60 \text{ mm}$$

$$L_2 = 420 \text{ mm}$$

- **Longitud de la zona de dosificación**

$$L_3 = 5 * D$$

$$L_3 = 5 * 60 \text{ mm}$$

$$L_3 = 300 \text{ mm}$$

La geometría del tornillo de extrusión, para nuestro caso el mono husillo, se realiza los cálculos mediante las ecuaciones que recomienda (Savgorodny, 1978) en su libro de transformación de plásticos, como se aprecia en la Figura 14-3.

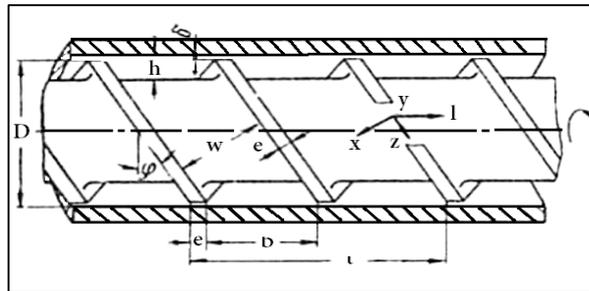


Figura 14-3: Geometría del tornillo de extrusión

Fuente: (Savgorodny, 1978)

- **Paso del tornillo**

El valor del paso, se lo calcula mediante la ecuación (2) planteada por (Savgorodny, 1978)

$$t = 1 * D \quad (2)$$

$$t = 1 * 60 \text{ mm}$$

$$t = 60 \text{ mm}$$

- **Ángulo de la cresta del filete**

Se utiliza la ecuación (3) para determinar el ángulo de la cresta del filete.

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{t}{\pi * D} \quad (3)$$

Donde:

t: paso

D: diámetro

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{t}{\pi * D}$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{60 \text{ mm}}{\pi * 60 \text{ mm}}$$

$$\varphi = 17.66^\circ$$

- **Espesor del filete**

Según (Savgorodny, 1978) el espesor del filete óptimo debe estar entre el rango (0.06-0.1:D), se obtendrá el valor aplicando la ecuación (4).

$$e = 0.1 * D \quad (4)$$

$$e = 0.1 * 60 \text{ mm}$$

$$e = 6 \text{ mm}$$

- **Ancho del canal**

El valor del ancho del canal del husillo, se lo obtiene al aplicar la ecuación (5).

$$W = (t - e) * \cos\varphi \quad (5)$$

Donde:

e: Espesor del filete

$$W = (60 \text{ mm} - 6 \text{ mm}) * \cos 17.66$$

$$W = 56.46 \text{ mm}$$

- **Profundidad de la zona de alimentación**

De acuerdo a (Savgorodny, 1978) la profundidad de la zona de alimentación debe estar en el rango de (0.12 – 0.16), se aplica la ecuación (6) para la obtención de este valor.

$$h_1 = 0.16 * D \quad (6)$$

$$h_1 = 0.16 * 60 \text{ mm}$$

$$h_1 = 9.6 \text{ mm}$$

- **Profundidad de la zona de compresión**

(Savgorodny, 1978) recomienda usar la relación de *zona de alimentación* = 3.5 * *zona de compresión*.

$$h_3 = \frac{h_1}{3.5}$$

$$h_3 = \frac{9.6 \text{ mm}}{3.5}$$

$$h_3 = 2.74 \text{ mm}$$

- **Relación de compresión**

$$RC = \frac{h_1}{h_3}$$

$$RC = \frac{9.6 \text{ mm}}{2.74 \text{ mm}}$$

$$RC = 3.5$$

- **Holgura**

De acuerdo a (Savgorodny, 1978) el rango para la holgura debe estar entre la siguiente consideración (0.002 – 0.003), el valor se obtiene aplicando la ecuación (7).

$$\delta = 0.003 * D \quad (7)$$

$$\delta = 0.003 * 60 \text{ mm} = 0.18 \text{ mm}$$

- **Número de filetes**

$$\text{Numero de filetes} = \frac{L_T}{D_T}$$

$$\text{Numero de filetes} = \frac{1200 \text{ mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$\text{Numero de filetes} = 20$$

3.4.3 *Velocidad de cortadura*

En las prácticas experimentales, se ha obtenido como resultado que el mayor porcentaje de plásticos fundidos tienen un comportamiento pseudoplástico.

Para el proceso de extrusión, la velocidad de cortadura tiene intervalos limitados, de acuerdo a los datos experimentales cuando el intervalo tiene el mayor valor, las curvas se muestran con pendientes decrecientes, dando como resultados producto de mala calidad.

Según (Savgorodny, 1978) la velocidad para los intervalos depende de la variedad de parámetros, para el procesamiento de elastómeros y materiales plásticos, en este caso el proceso de extrusión; de acuerdo a la Tabla 28-3 este proceso se opera en velocidades de deformación entre 100 y 1000 s^{-1} , en la práctica es muy utilizado 100 s^{-1} .

Tabla 28-3: Rango de velocidad de cortadura en varios procesos.

Proceso	Velocidades de deformación (s^{-1})
Sedimentación	$10^{-6} - 10^{-4}$
Moldeo por compresión	$10^0 - 10$
Calandrado	$10^1 - 10^2$
Flujo a través de tubos	$10^1 - 10^3$
Extrusión	$10^2 - 10^2$
Inyección	$> 10^3$

Fuente: (Savgorodny, 1978)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.4.4 Revolución del Husillo

La revolución del husillo se la calcula mediante la ecuación (8).

$$\omega = \frac{\pi * D * n}{h_3 * 1s} \quad (8)$$

Donde:

ω : Velocidad de cortadura (1/s)

D: Diámetro del husillo (mm)

n: velocidad angular del husillo (rev/s)

h_3 : Altura del filete de la zona de dosificación (mm)

$$100 \frac{1}{s} = \frac{\pi * 60 \text{ mm} * n}{2.74 \text{ mm} * 1s}$$

$$n = 1.4583 \frac{\text{rev}}{s} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$n = 87.49 \text{ rpm} \approx 87.5 \text{ rpm}$$

3.4.5 Potencia Requerida

La potencia requerida se la obtiene al aplicar la ecuación (9).

$$n = \frac{k^2 * N}{\pi * D^3} \quad (9)$$

Donde:

k: Factor de proporcionalidad, igual a 66.7

N: Potencia requerida (w)

$$87.5 \text{ rpm} = \frac{66.7^2 * N}{\pi * (60 \text{ mm})^3}$$

$$N = 13303.67 \text{ w} = 13.3 \text{ kw}$$

3.4.6 Viscosidad efectiva plásticos y elastómeros

Para determinar la viscosidad efectiva existen diagramas elaborados para diferentes materiales, se encuentran en función de la velocidad de cortadura y la temperatura, debido a que la viscosidad de los termoplásticos depende mucho de este factor y el peso molecular, decrece a medida que se va calentando el material y se disminuye el peso molecular.

De la Figura 15-3, que se muestra a continuación que corresponde a la velocidad de cortadura y la viscosidad efectiva a ciertas temperaturas, para la presente investigación se toma una temperatura de trabajo aproximada de 160 °C a 260°C.

3.4.6.1 Viscosidad efectiva de los plásticos

La extrusión de material plástico se trabajará con una velocidad de cortadura de 100 1/s y a una temperatura de 260 °C, obteniendo con estos parámetros una viscosidad efectiva de 700 Pa – s para efecto de cálculos, este valor se lo obtiene de la Figura 3-15.

$$\mu = 700 \text{ Pa. s}$$

3.4.6.2 Viscosidad efectiva de los elastómeros

El proceso de extrusión de neumáticos se realiza con una velocidad de cortadura de 100 1/s y a una temperatura de 160 °C que es la temperatura en la zona de alimentación y compresión. En la zona de dosificación, donde se realiza el proceso de vulcanizado trabaja a una temperatura de 200 °C. Se realizó una extrapolación para una temperatura de 160 °C, obteniendo con estos parámetros una viscosidad efectiva de 1000 Pa – s para efecto de cálculos, valor obtenido de la Figura 15-3.

$$\mu = 1000 \text{ Pa. s}$$

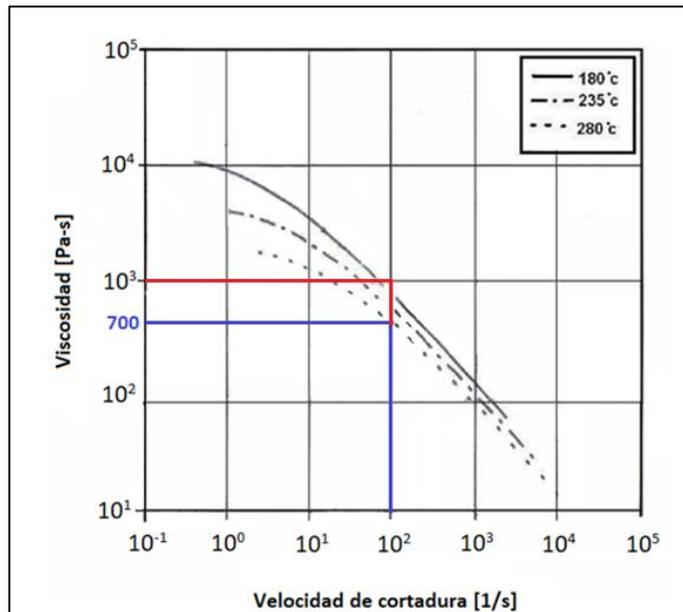


Figura 15-3: Viscosidad efectiva de plásticos y elastómeros

Fuente: (Raimond y Charles, 2002)

3.4.7 Selección del material para el husillo

Luego de haber realizado los cálculos para el diseño del husillo y de acuerdo a las necesidades se opta por seleccionar un acero AISI 4140 Normalizado a 1650 °F, acero al cromo-molibdeno gracias a su combinación nos da excelentes propiedades de ductilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga cuando son sometidos a esfuerzos dinámicos. Cuenta con gran resistencia a la corrosión y resiste a temperaturas de más de 540 °C, sin llegar a perder ninguna de sus propiedades. Para mejorar su resistencia mecánica se realiza tratamiento térmico a temperatura de 840°C y templado en aceite; para aumentar la dureza se aplica revenido por dos horas a 320°C, su dureza se ve reflejada en las excelentes propiedades de torque.

Las aplicaciones más habituales son tornillos extrusores, ejes de bombas, cigüeñales, cilindros de motores, arboles de turbinas de vapor sometidos a altas exigencias de torsión e impacto. Se utiliza para trabajos con resistencias a tracción entre 900 y 1050 MPa.

3.4.8 Cálculo del volumen del husillo

El volumen será distinto en cada una de las zonas, debido a que el diámetro del alma del mismo es distinto debido a la profundidad. Los cálculos se lo realizan independientemente incluyendo el volumen de los filetes.

3.4.8.1 Volumen zona de alimentación

Volumen de la parte del alma

Este volumen está en función del diámetro 1, se lo calcula aplicando la ecuación (10).

$$V_{aa} = \pi * \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 * L_1 \quad (10)$$

Donde:

$$d_1 = D - 2 * h_1$$

$$d_1 = 60 \text{ mm} - 2 * 9.6 \text{ mm}$$

$$d_1 = 40.8 \text{ mm}$$

$$V_{aa} = \pi * \left(\frac{0.0408 \text{ m}}{2}\right)^2 * 0.48 \text{ m}$$

$$V_{aa} = 6.27 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

3.4.8.2 Volumen filete

Este cálculo se lo realiza utilizando la longitud del filete, la profundidad de la zona de alimentación y el número de filetes, aplicado a la ecuación (11).

$$L_{af} = \sqrt{(\pi * d_1)^2 + t^2}$$

Donde:

L_{af} : Longitud del filete en la zona de alimentación (m)

d_1 : Diámetro del alma alimentación (m)

t : Paso del husillo (m)

$$L_{af} = \sqrt{(\pi * 0.0408 \text{ m})^2 + 0.060^2}$$

$$L_{af} = 0.1415 \text{ m}$$

$$V_{af} = L_{af} * h_1 * e * n_{filetes} \quad (11)$$

Donde:

V_{af} : Volumen del filete en la zona de alimentación (m^3)

$$V_{af} = 0.1415 \text{ m} * 0.0096 \text{ m} * 0.0060 \text{ m} * 8$$

$$V_{af} = 6.52 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{at} = V_{af} + V_{aa}$$

$$V_{at} = 6.27 * 10^{-4} \text{ m}^3 + 6.52 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{at} = 6.92 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

3.4.8.3 Volumen zona de compresión

El cálculo de esta zona es muy complejo debido al diámetro variable de su alma y de la misma manera la altura del filete también es variables. De tal manera se calcula el volumen como si fuera un cono sin punta, debido a su sección variable. Para la obtener este valor se aplica la ecuación (12).

Donde:

$$d_3 = D - 2 * h_1$$

$$d_3 = 60 \text{ mm} - 2 * 2.06 \text{ mm}$$

$$d_3 = 54.52 \text{ mm}$$

$$V_{ca} = \frac{\pi}{3} * \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_1}{2} \right) * \left(\frac{d_3}{2} \right) + \left(\frac{d_3}{2} \right)^2 \right) * L_c \quad (12)$$

$$V_{ca} = \frac{\pi}{3} * \left(\left(\frac{0.0408 \text{ m}}{2} \right)^2 + \left(\frac{0.0408 \text{ m}}{2} \right) * \left(\frac{0.0545 \text{ m}}{2} \right) + \left(\frac{0.0545 \text{ m}}{2} \right)^2 \right) * 0.42 \text{ m}$$

$$V_{ca} = 7.54 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

3.4.8.4 Volumen del filete

Para este cálculo, la forma del filete también es de sección variable, como se observa en la Figura 16-3 se grafica la altura de la zona de dosificación, la sección rectangular; sobre esta se encuentra la zona triangular que representa la altura del filete, que se reduce hasta llegar a un valor constante en la zona de dosificación. El volumen se lo obtiene mediante la ecuación (13).

$$V_{cf} = \left(L_{cf} * h_3 * e + \frac{L_{cf} * h_y}{2} * e \right) * n_{filetes} \quad (13)$$

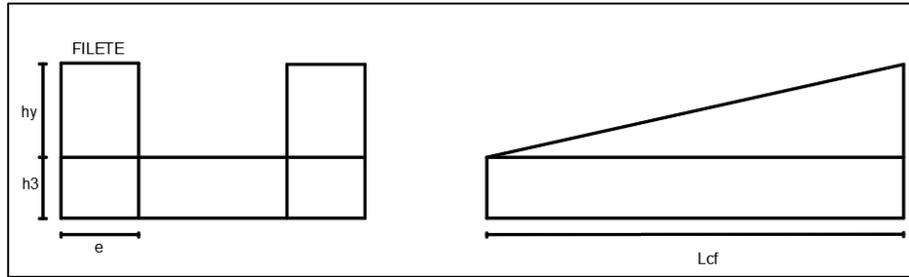


Figura 16-3: Vista lateral y frontal del file en la zona de compresión.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

$$L_{cf} = \sqrt{(\pi * d_3)^2 + t^2}$$

Donde:

L_{cf} : longitud del filete en la zona de compresión

d_1 : diámetro de compresión

t : paso del husillo

$$L_{cf} = \sqrt{(\pi * 0.0545)^2 + 0.060^2}$$

$$L_{cf} = 0.181 \text{ m}$$

La parte variable de la altura del filete es la denominada **hy**, como se aprecia en la Figura 16-3.

La altura se calcula de la siguiente manera:

$$h_3 + h_y = h_1$$

$$h_y = 9.6 \text{ mm} - 2.74 \text{ mm}$$

$$h_y = 6.86 \text{ mm}$$

$$V_{cf} = \left(0.181 \text{ m} * 0.00274 \text{ m} * 0.006 \text{ m} + \frac{0.181 \text{ m} * 0.00686 \text{ m}}{2} * 0.006 \text{ m} \right) * 7$$

$$V_{cf} = 4.69 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{ct} = V_{af} + V_{aa}$$

$$V_{ct} = 7.54 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 4.69 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{ct} = 8 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

3.4.8.5 Volumen zona de dosificación

El volumen de esta zona está en función del diámetro del husillo en la parte de dosificación y la longitud de dosificación, empleando la ecuación (14).

$$V_{ad} = \pi * \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 * L_3 \quad (14)$$

$$V_{ad} = \pi * \left(\frac{0.0545 \text{ m}}{2}\right)^2 * 0.3 \text{ m}$$

$$V_{ad} = 6.99 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{df} = L_{df} * h_3 * e * n_{filetes}$$

Donde:

L_{df} : 0.136 m

V_{df} : Volumen del filete en la zona de dosificación (m^3)

$$V_{df} = 0.181 \text{ m} * 0.00274 \text{ m} * 0.006 \text{ m} * 5$$

$$V_{df} = 1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{dt} = V_{df} + V_{da}$$

$$V_{dt} = 6.99 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{dt} = 7.14 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

3.4.8.6 Volumen total

Para calcular el volumen total del husillo se realiza la suma del volumen total de las tres zonas, reemplazando estos valores en la ecuación (15).

$$V_T = V_{at} + V_{ct} + V_{dt} \quad (15)$$

$$V_T = 6.92 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 8 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 7.14 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_T = 2.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

3.4.9 Cálculos de cargas presentes en el husillo

Para comprobar que los parámetros geométricos calculados con anterioridad del husillo sean las adecuadas y que la máquina resista un husillo de estas características, es necesario calcular las cargas presentes en el husillo como son fuerzas, momentos y reacciones, estos cálculos se basan en un estudio realizado por (Savgorodny, 1978)

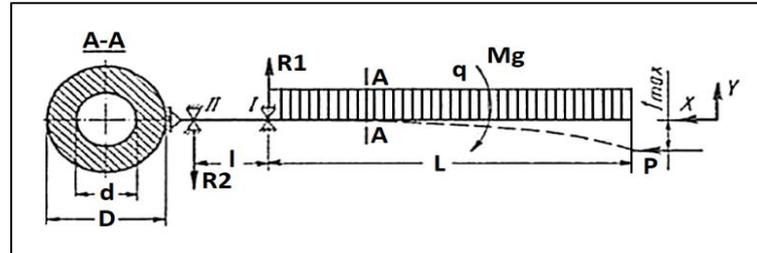


Figura 17-3: Diagramas de fuerzas en el husillo

Fuente: (Savgorodny, 1978)

Se observa en la Figura 17-3, que existe una carga q distribuida a lo largo del husillo causada por efecto de su propio peso, por lo cual se debe determinar el peso del mismo definiendo previamente el material. Existe una carga presente P causada por la presión del fluido en dirección axial, un momento de giro debido al desplazamiento angular y reacciones R_1 y R_2 .

3.4.9.1 Presión del Husillo

Presión ejercida por el plástico

El valor de la presión está relacionado con la viscosidad efectiva. Se obtiene mediante la ecuación (16).

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * D * L * n * \mu}{h_3^2 * \tan \varphi} \quad (16)$$

Donde:

μ : viscosidad efectiva (Pa.s)

L : longitud de dosificación

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * 0.06 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 1.458 \text{ rev/s} * 700 \text{ Pa.s}}{(0.00274 \text{ m})^2 * \tan 17.66}$$

$$P_{max} = 144.875 \text{ MPa}$$

Presión ejercida por el elastómero

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * D * L * n * \mu}{h_3^2 * \tan \varphi}$$

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * 0.06 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 1.458 \text{ rev/s} * 1000 \text{ Pa.s}}{(0.00274 \text{ m})^2 * \tan 17.66}$$

$$P_{max} = 206.964 \text{ MPa}$$

Debido a que la presión ejercida por el elastómero es mayor que la de la ejercida por el plástico, los cálculos se proceden a realizarse con $P_{max} = 206.964 \text{ MPa}$.

3.4.9.2 *Peso del husillo*

Para calcular la masa del husillo, se utilizará la densidad relativa del material seleccionado AISI 4140 (Waldunsteel, 2021) y el volumen total del husillo, mediante la ecuación (17). El peso del husillo se lo obtiene al multiplicar el valor calculado por la gravedad.

$$\rho = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho * V_T \tag{17}$$

$$m = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$m = 17.314 \text{ kg}$$

$$w = 17.27 \text{ kg} * \frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2}$$

$$w = 169.85 \text{ N}$$

3.4.9.3 *Carga distribuida en el husillo*

Con el peso calculado del husillo, determinamos la carga distribuida q , aplicando la ecuación (18).

Donde:

w : peso del husillo

$$q = \frac{w}{L} \tag{18}$$

$$q = \frac{169.85 \text{ N}}{1.2 \text{ m}}$$

$$q = 141.54 \frac{N}{m}$$

3.4.9.4 Cálculo de la Esbeltez

La esbeltez es un parámetro muy importante en el cálculo de tensiones y ayuda a determinar las fallas elásticas que puede existir en ejes y otros componentes de las máquinas. Para determinar este cálculo se utiliza la ecuación (19) que propone (Savgorodny, 1978)

$$\lambda = \frac{\alpha * L}{R_i} \quad (19)$$

Donde:

λ : esbeltez del husillo

α : coeficiente dependiente de fijación del extremo del árbol

R_i : radio de Inercia de la sección (m)

L : longitud del husillo (m)

De acuerdo al estudio realizado por (Savgorodny 1978), para el parámetro α se deberá tomar el valor de 2 y el cálculo de R_i se realiza con la ecuación (20).

$$R_i = \sqrt{\frac{J}{F}} \quad (20)$$

Donde:

J : momento de inercia de la sección transversal (m⁴)

F : superficie de la sección transversal del husillo, donde ejerce presión el material (m²)

Para calcular el momento de inercia de la sección, se lo realiza con la ecuación (21) planteada por (Savgorodny 1978)

$$J = \frac{\pi * D^4}{64} * (1 - u^4) \quad (21)$$

Donde:

u: Relación existente entre los diámetros del husillo.

$$J = \frac{\pi * 0.06^4}{64} * (1 - 0.7483^4)$$

$$J = 4.367x10^{-7} m^4$$

$$R_i = \sqrt{\frac{4.367x10^{-7} m^4}{1.24x10^{-3} m^2}}$$

$$R_i = 1.875x10^{-2} m$$

$$\lambda = \frac{2 * 1.2 m}{1.875x10^{-2} m}$$

$$\lambda = 128$$

3.4.9.5 Cálculo de la flecha máxima del husillo

Para calcular la flecha máxima del husillo, se utiliza la ecuación (22):

$$f_{max} = \frac{q * L^4}{8 * E * J} \quad (22)$$

Donde:

q : carga distribuida del husillo (N/m)

E : módulo de elasticidad AISI 4330 (207 GPa)

L : longitud del husillo

J : momento de inercia de la sección transversal (m^4)

$$f_{max} = \frac{141.54 \frac{N}{m} * (1.2 m)^4}{8 * 207x10^9 \frac{N}{m^2} * 4.367x10^{-7} m^4}$$

$$f_{max} = 4.058x10^{-4} m$$

3.4.10 Análisis de fuerzas en el husillo

Previamente se sacará la información de esfuerzos del material, AISI 4140 normalizado a 1650 °F.

- Fluencia a la tracción

$$S_y = 655 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo último

$$S_u = 1020 \text{ MPa}$$

- Elongación

$$\text{Elongación} = 18\%$$

3.4.10.1 Cálculo del Momento de Giro del Husillo

El cálculo del momento de giro presente en el husillo, se realiza mediante la ecuación (23) planteada por (Savgorodny, 1978):

$$M_g = 9550 * \frac{N}{n} \quad (23)$$

Donde:

M_g : momento de giro (N.m)

N : potencia del motor (kw)

n : revoluciones del husillo (rpm)

$$M_g = 9550 * \frac{13.3 \text{ kw}}{87.5 \text{ rpm}}$$

$$M_g = 1451.6 \text{ N.m}$$

3.4.10.2 Cálculo de la Fuerza Axial

Para calcular la fuerza axial \mathbf{P} , se lo realiza aplicando la ecuación (24):

$$P = F * p \quad (24)$$

Donde:

p : presión ejercida por el material (N/m²)

F : =Superficie de la sección transversal del husillo (m²)

3.4.10.3 Cálculo de la superficie de la sección transversal

Para determinar el valor de la sección transversal, se aplica la ecuación (25)

$$F = \frac{\pi * D^2}{4} * (1 - u^2) \quad (25)$$

$$u = \frac{d_1}{d_3}$$

$$u = \frac{40.8 \text{ mm}}{54.52 \text{ mm}}$$

$$u = 0.7483$$

$$F = \frac{\pi * (0.06)^2}{4} * (1 - (0.7483)^2)$$

$$F = 1.244x10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P = 206.964x10^6 \frac{N}{m^2} * 1.244x10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P = 257463.71 \text{ N}$$

3.4.10.4 Cálculo tensión tangencial

La tensión tangencial se la obtiene mediante la ecuación (26) dada por (Savgorodny 1978)

$$\tau = \frac{M_g}{W_p} \quad (26)$$

Donde:

τ : tensión tangencial (MPa)

M_g : momento de giro del husillo (N. m)

W_p : momento polar de resistencia (m³)

El momento de polar de resistencia la obtenemos al aplicar la ecuación (27).

$$W_p = \frac{\pi * D^3}{16} * (1 - u^4) \quad (27)$$

$$W_p = \frac{\pi * (0.06 \text{ m})^3}{16} * (1 - 0.7483^4)$$

$$W_p = 2.911 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\tau = \frac{1451.6 \text{ N.m}}{2.911 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\tau = 49.866 \text{ MPa}$$

3.4.10.5 Momento flexionante del husillo

Se calcula mediante la ecuación (28) planteada por (Savgorodny, 1978)

$$M_f = \frac{q * L^2}{2} \quad (28)$$

Donde:

q : carga distribuida en el husillo (N/m)

L : longitud del husillo (m)

$$M_f = \frac{141.54 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (1.2\text{m})^2}{2}$$

$$M_f = 101.91 \text{ N.m}$$

3.4.10.6 Cálculo de la tensión normal

El esfuerzo de tensión normal se obtiene al aplicar la ecuación (29).

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M_f}{W_o} \quad (30)$$

Donde:

P : fuerza axial (N)

F : sección transversal de contacto del husillo (m^2)

M_f : momento flexionante del husillo (N.m)

W_o : momento resistente del husillo con respecto al eje neutro (m^3)

El valor de momento resistente se calcula con la ecuación (31).

$$W_o = \frac{\pi * D^3}{32} * (1 - u^4) \quad (31)$$

$$W_o = \frac{\pi * (0.06 \text{ m})^3}{16} * (1 - 0.7483^4)$$

$$W_o = 1.455 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{257463.71 \text{ N}}{1.244 \times 10^{-3} \text{ m}^2} + \frac{101.91 \text{ N.m}}{1.455 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 213.968 \text{ MPa}$$

3.4.10.7 Cálculo de Esfuerzo equivalente

Se realiza el cálculo del esfuerzo equivalente, aplicando la Teoría de Tresca (Teoría Esfuerzo Cortante Máximo), utilizando la ecuación (32) planteada por (Budynas y Nisbett, 2014)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2} \quad (32)$$

$$\sigma_e = \sqrt{(213.968 \text{ MPa})^2 + 4 * (49.866 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_e = 236.07 \text{ MPa}$$

3.4.10.8 Cálculo del factor de seguridad

El coeficiente de seguridad se calcula aplicando la ecuación (33) planeada por (Budynas y Nisbett, 2014).

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad (33)$$

Donde:

S_y : Resistencia de fluencia en tracción (MPa)

$$n = \frac{655 \text{ MPa}}{217.48 \text{ MPa}}$$

$$n = 2.77$$

Tabla 29-3: Factores de diseño materiales dúctiles

N	Aplicación
1.25 a 2.0	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño
2.0 a 2.5	Diseño de elementos de máquina bajo carga dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.
4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores

Fuente: (Mott, 2004)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Para el presente proyecto se tomará como referencia el rango de factor de seguridad que va desde 2 debido a que el husillo estará sometido a cargas dinámicas. El factor de seguridad calculado es de 2.77 se encuentra dentro del rango de elementos sometidos a cargas dinámicas, por lo tanto, el diseño es correcto.

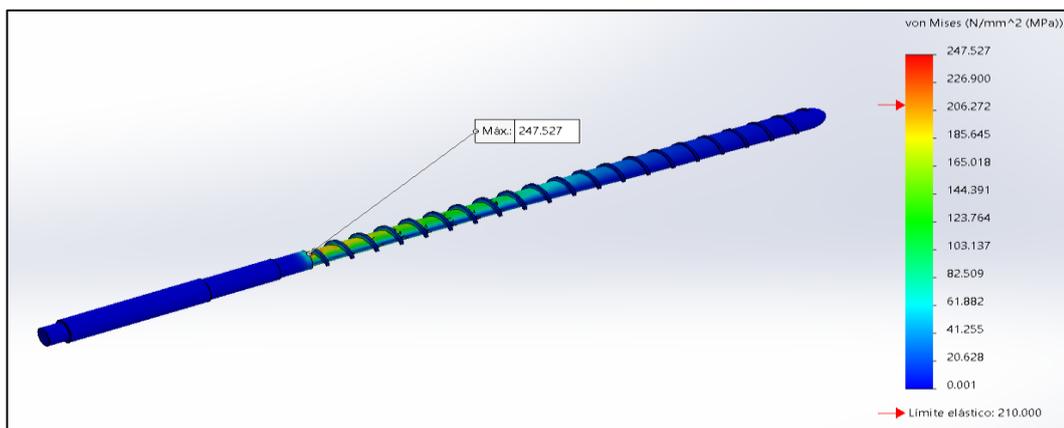


Figura 18-3: Análisis de esfuerzo en husillo

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Luego de realizar el análisis de esfuerzo, el mayor valor se encuentra en la zona de alimentación del husillo con un valor de 247.527 MPa y el menor esfuerzo se encuentra en las otras zonas con un valor de 0.2 MPa, como se observa en la Figura 18-3.

3.4.10.9 Deformación máxima permisible

Tabla 30-3: Límites de deformación permisible.

Deformación	Aplicación	Deformación permisible
Deflexión (Debido a flexión)	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas.	$[y] = (0.0002 - 0.003)L$, donde L es la distancia entre apoyos.
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas.	$[y] = (0.01 - 0.3)m$, donde m es el módulo de transmisión.
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales.	$[y] = (0.005 - 0.007)m$, donde m es el módulo de transmisión.
	Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos.	$[y] = 0.1 h$, donde h es la holgura entre el rotor y estator.
	Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003 - 0.005)D$, donde D es el diámetro del rotor.

Fuente: (Vanegas Useche, 2018)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El eje está sometido a flexión, y se aplicara deflexión máxima que soportan ruedas dentadas. Se utiliza la distancia que existe entre los dos rodamientos que sirven de soporte para el eje para nuestro caso se tiene un valor de 610.1 mm.

La deformación permisible se calcula de la siguiente manera, utilizando la Tabla 30-3, de acuerdo para el caso necesario:

$$y_{perm} = 0.0002 * L$$

$$y_{perm} = 0.0002 * 0.6101 m$$

$$y_{perm} = 1.22 \times 10^{-4} m$$

La deflexión máxima permisible estará presente en el husillo, para realizar este cálculo se le tomará como elemento estructural y se utilizara la ecuación planteada por (McCormac y Csernak, 2013), donde la longitud del husillo total es de 1200 mm.

$$y_{perm} = \frac{L}{540}$$

$$y_{perm} = \frac{1.2 m}{540}$$

$$y_{perm} = 2.22 \times 10^{-3} m$$

$$2.22 \times 10^{-3} \text{ m} > 4.6 \times 10^{-5} \text{ m} \quad \text{Cumple}$$

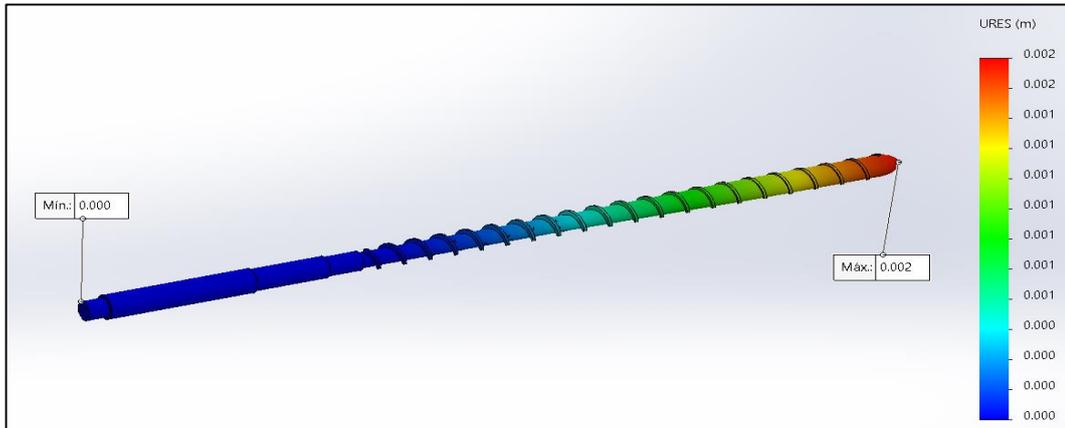


Figura 19-3: Análisis de deformación del husillo

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Como se observa en la Figura 19-3, en el análisis de deformación del tornillo se tiene como deformación máxima un valor de $2 \times 10^{-3} \text{ m}$, el cual es mayor al previamente calculado, esto se debe a la aplicación térmica al husillo para su análisis.

3.4.11 Diseño de la chaveta

La chaveta es un componente desmontable que tiene el eje que asegura la transmisión de la potencia del motor reductor al eje. Se utilizará la Tabla (31-3) para realizar la selección de tamaño de la chaveta.

Tabla 31-3: Tamaño de la chaveta en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	$1\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	5/16	5/16	1/4
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	3/8	3/8	1/4
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1/2	1/2	3/8
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	3/4	3/4	1/2
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	3/4
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	7/8
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{3}{4}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$

Fuente: (Mott, 2004)

El diámetro del eje es de 56 mm, teniendo un valor aproximado de 2 pulgadas. Con estos valores obtenemos de la tabla el ancho y la altura.

$$W = \frac{1}{2} \text{ pulgada} = 12.7 \text{ mm}$$

$$H = \frac{3}{8} \text{ pulgada} = 9.53 \text{ mm}$$

El diseño de la chaveta consta de 3 parámetros que son: altura de la cuerda, profundidad del cuñero del eje y profundidad de cuñero en el cubo, los cuales serán calculados a continuación.

Se utilizara la ecuación planteada por (Mott, 2004), para el cálculo de la altura de la cuerda.

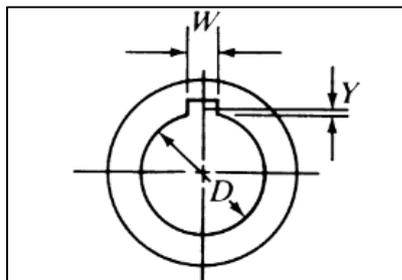


Figura 20-3: Altura de la cuerda

Fuente: (Mott, 2004)

La altura de la cuerda se la obtiene al aplicar la ecuación (34).

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (34)$$

Donde:

Y: Altura de la cuerda (m)

D: Diámetro del eje (m)

W: Ancho de la cuña (m)

$$Y = \frac{0.056 \text{ m} - \sqrt{(0.056 \text{ m})^2 - (0.0127 \text{ m})^2}}{2}$$

$$Y = 0.000729 \text{ m} = 0.729 \text{ mm}$$

Cálculo de la profundidad del cuñero del eje, se utilizará la ecuación (35) planteada por (Mott, 2004).

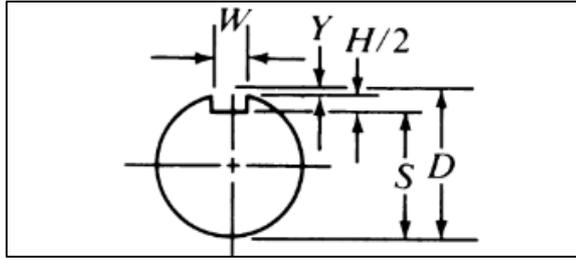


Figura 21-3: Profundidad del cuñero en el eje

Fuente: (Mott, 2004)

$$S = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (35)$$

Donde:

S: profundidad del cuñero en el eje (m)

D: diámetro del eje (m)

H: altura de la cuña (m)

W: ancho de la cuña (m)

$$Y = \frac{0.056 \text{ m} - 0.0095 \text{ m} + \sqrt{(0.056 \text{ m})^2 - (0.0127 \text{ m})^2}}{2}$$

$$Y = 0.0505 \text{ m} = 50.52 \text{ mm}$$

Cálculo de la profundidad del cuñero en el cubo como se muestra en la Figura 22-3, se lo realizara mediante la ecuación (36) planteada por (Mott, 2004).

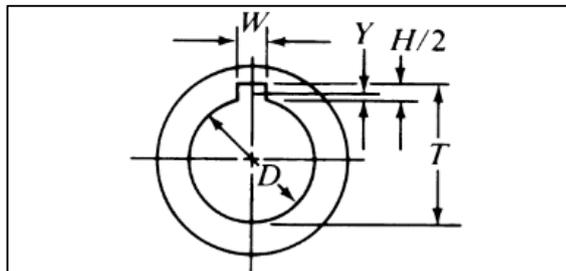


Figura 22-3: Profundidad del cuñero en el cubo

Fuente: (Mott 2004)

$$T = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C \quad (36)$$

Donde:

T: profundidad del cuñero en el CUBO (m)

D: diámetro del eje (m)

H: altura de la cuña (m)

W: ancho de la cuña (m)

C: margen de holgura de 0.005 pulgadas, 0.127 mm para cuñas paralelas (Mott, 2004)

$$Y = \frac{0.056 m + 0.0095m + \sqrt{(0.056m)^2 - (0.0127m)^2}}{2} + 0.000127 m$$

$$Y = 0.06014 m = 60.14 mm$$

En el presente proyecto se utiliza una chaveta tipo cuña, para la cual se emplea la Norma DIN 6885. De acuerdo a esta norma, se considera la cuña como tipo B chaveta de extremos rectos. Como se obtuvo el ancho y la altura, se tomará la dimensión de 14 mm y 6.5 mm para ser más exactos en las medidas, al igual que una longitud de 57.15 mm. Utilizando estos parámetros y de acuerdo a la norma se tiene una chaveta B 14 x 6.5 x 57 DIN 6885.

3.4.12 *Diseño del cilindro*

El cilindro que en su interior lleva el husillo, será construido mediante una plancha de acero con un espesor adecuado, que soporte los esfuerzos presentes. Para realizar el diseño se selecciona el espesor adecuado de una plancha de acero, a través de cálculos de esfuerzos se comprueba la resistencia de los esfuerzos que provocaran el fluido en el interior del mismo. En el cilindro están presentes los esfuerzos tangenciales, radiales y longitudinales que será calculados asumiendo que no existe presión exterior, se trabaja solo con la presión interna, se aplicarán las ecuaciones planteadas por (Budynas y Nisbett, 2014)

Esfuerzo tangencial

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right) \quad (37)$$

Esfuerzo radial

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right) \quad (38)$$

Esfuerzo longitudinal

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} \quad (39)$$

Donde:

r_i^2 : radio interior del cilindro (m)

r_o^2 : radio exterior del cilindro (m)

r^2 : radio medio del cilindro (m)

P_i : presión interna del cilindro (m)

Debido a que se trabaja solamente con la presión interna, se asume que la presión externa es 0, se toma que $r_i = r$. Se utiliza un espesor de plancha de ½ pulgada.

$$D_i = D_{husillo} + 2 * \delta$$

$$D_i = 60 \text{ mm} + 2 * 0.18 \text{ mm}$$

$$D_i = 60.36 \text{ mm} = 0.06036 \text{ m}$$

$$r_i = 0.03018 \text{ m}$$

Espesor de la plancha ½ pulgada = 12.7 mm

$$D_o = D_i + 2 * \text{espesor de la plancha}$$

$$D_o = 60.36 \text{ mm} + 2 * 12.7 \text{ mm}$$

$$D_o = 85.76 \text{ mm} = 0.08576 \text{ m}$$

$$r_o = 0.04288 \text{ m}$$

$$P_i = 154.75 \text{ MPa}$$

Esfuerzo tangencial

Se lo obtiene al aplicar la ecuación (37).

$$\sigma_t = \frac{(0.03018 \text{ m})^2 * 154.75 \text{ MPa}}{(0.04288 \text{ m})^2 - (0.03018 \text{ m})^2} * \left(1 + \frac{(0.04288 \text{ m})^2}{(0.03018 \text{ m})^2} \right)$$

$$\sigma_t = 458.57 \text{ MPa}$$

Esfuerzo radial

Este valor de esfuerzo se calcula mediante la ecuación (38).

$$\sigma_r = \frac{(0.03018 \text{ m})^2 * 154.75 \text{ MPa}}{(0.04288 \text{ m})^2 - (0.03018 \text{ m})^2} * \left(1 - \frac{(0.04288 \text{ m})^2}{(0.03018 \text{ m})^2}\right)$$

$$\sigma_t = -154.75 \text{ MPa}$$

Esfuerzo longitudinal

El valor del esfuerzo resulta de la ecuación (39).

$$\sigma_l = \frac{(0.03018 \text{ m})^2 * 154.75 \text{ MPa}}{(0.04288 \text{ m})^2 - (0.03018 \text{ m})^2}$$

$$\sigma_t = 151.91 \text{ MPa}$$

Con estos valores obtenidos se calcula el esfuerzo permisible para el material seleccionado para el cilindro, esto se realiza en función de la carga principal que actúa. Para el presente proyecto de la máquina extrusora, la principal carga es la axial, por lo tanto se aplica lo formulado por (Budynas y Nisbett, 2014).

$$0.45 * S_y < \sigma_{permisible} < 0.60 * S_y$$

Se trabaja con planchas de acero AISI 4340 que tiene como esfuerzo de fluencia 1365 MPa, entonces se obtiene el siguiente esfuerzo permisible.

$$0.45 * 1365 \text{ MPa} < \sigma_{permisible} < 0.60 * 1365 \text{ MPa}$$

$$614.25 \text{ MPa} < \sigma_{permisible} < 819 \text{ MPa}$$

Se aplica la teoría de la energía de distorsión – Von Mises con los esfuerzos anteriormente calculados donde el esfuerzo tangencial corresponde al esfuerzo principal x, esfuerzo radial corresponde al esfuerzo principal y, el esfuerzo longitudinal corresponde a esfuerzo principal en z. Este cálculo se lo realiza aplicando la ecuación (40) planteada por (Budynas y Nisbett, 2014).

$$\sigma_{Von Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}} \quad (40)$$

$$\sigma_{Von Mises} = \sqrt{\frac{(458.57 - (-154.75))^2 + (-154.75 - 151.91)^2 + (151.91 - 458.57)^2}{2}}$$

$$\sigma_{Von Mises} = 531.15 \text{ MPa}$$

Se obtuvo un esfuerzo calculado de 531.15 MPa, el cual es menor al límite inferior del esfuerzo permisible para el material seleccionado, teniendo como resultado que el espesor seleccionado de la plancha de acero es el correcto.

3.4.13 Diseño del plato rompedor

Debido a que varias extrusoras se las diseña para la extrusión y paletizado de plásticos y elastómeros reciclados, el diámetro del plato rompedor debe ser mayor al diámetro del husillo extrusor (Ojeda, 2011) plantea una relación para el diámetro de 2.1:1 a 2.2:1.

En el presente proyecto se toma la relación de 2.1:1, aplicado en la ecuación (41).

$$D_{plato} = 2.1 * D_{husillo} \quad (41)$$

$$D_{plato} = 2.1 * 60 \text{ mm}$$

$$D_{plato} = 126 \text{ mm}$$

De acuerdo a (SFR Tooling) la configuración del plato rompedor se calcula basándose en la Tabla 32-3, en función al diámetro del husillo.

Tabla 32-3: Configuración para el plato rompedor.

Diámetro del cañon (pulg)	Diámetro del cañon (mm)	Plato Rompedor		Inversor Rompedor	
		Estándar Área Abierta (pulg ²)	%Área Abierta	Estándar Área Abierta (pulg ²)	%Área Abierta
3/4"	20	0.13	%	-	-
1"	25	0.36	46%	0.13	17%
1-1/2"	40	0.71	40%	0.36	21%
2"	50	1.17	37%	0.71	23%
2-1/2"	60	1.78	36%	1.17	24%
3"	75	2.55	36%	1.78	25%
3-1/2"	90	3.43	36%	2.55	27%
4"	100	4.47	36%	3.43	27%
4-1/2"	115	5.62	35%	4.47	28%
6"	150	9.76	35%	8.26	29%
8"	200	17.16	34%	15.09	30%

Fuente: (SFR Tooling)

El diámetro del husillo es de 60 mm, por lo tanto, en la tabla anterior, se selecciona el área del plato rompedor que es de $1.78 \text{ pulgada}^2 = 1148.3848 \text{ mm}^2$. Para el diseño del plato rompedor se utiliza los parámetros de la Figura 2-7.

$$D_{agujeros} = \frac{3}{16} * D_{interior\ cilindro}$$

$$D_{agujeros} = \frac{3}{16} * 60.36\ mm$$

$$D_{agujeros} = 11.3175\ mm$$

$$Paso\ vertical = 0.19 * D_{interior\ cilindro}$$

$$Paso\ vertical = 0.19 * 60.36\ mm$$

$$Paso\ vertical = 11.4684\ mm$$

$$Paso\ horizontal = 0.227 * D_{interior\ cilindro}$$

$$Paso\ horizontal = 0.227 * 60.36\ mm$$

$$Paso\ horizontal = 13.7017\ mm$$

3.4.14 Diseño de la malla

Las mallas se las utiliza como filtros para detener las impurezas que contienen la materia prima a extruir. Estas mallas filtrantes se las coloca antes del plato rompedor. Es muy necesario seleccionar una configuración de malla que este acorde al proceso y al material que se realice.

Según (Ojeda, 2011) las mallas filtrantes para extrusión se constituyen de hilos metálicos, la capacidad de filtración depende del tipo de trama y del diámetro del hilo. Los hilos pueden ser de acero galvanizado, acero inoxidable. Las mallas más recomendadas para el proceso de extrusión son las REPS FILTRANTES, estos diseños se caracterizan por tener las tramas muy cerradas y la capacidad de soportar grandes presiones, como las utilizadas en el proceso de extrusión.

El grado de finura de filtración se debe regir en la NORMA ASTM E11 la cual nos facilita la tabla de tamices estandarizados, con diámetros estándar de acuerdo a la necesidad. Para el presente estudio se seleccionó una malla REP 80x400 con una finura de filtración $36\ \mu m$. Datos tomados de la tabla del (ANEXO C: MALLAS REP). Para mayor seguridad se trabaja con 3 mallas.

3.4.15 Cálculo de producción de la máquina extrusora

El flujo volumétrico (Q) hace relación a la producción, el mismo que resulta de una combinación de tres diferentes flujos. El flujo de filtración (γ), disminuye la producción debido a pérdidas de material en las holguras del cilindro-husillo. El flujo de arrastre (α) se produce por el giro del husillo. El flujo de presión (β) se opone al flujo del sistema. De tal manera la producción del husillo es semejante a la producción en la zona de dosificación. (Savgorodny, 1978).

El flujo volumétrico está definido por la ecuación (42) planteada por (Savgorodny, 1978), relacionando variables de la máquina y dimensiones del husillo.

$$Q = \left(\frac{\alpha * K}{K + \beta + \gamma} \right) * n * \rho \quad (42)$$

3.4.15.1 Flujo de arrastre

El valor de flujo de arrastre se obtiene mediante la ecuación (43), planteada por (Savgorodny, 1978)

$$\alpha = \frac{\pi * m * D * h_1 * \left(\frac{t}{m} - e \right) * \cos^2 \varphi}{2} \quad (43)$$

Donde:

D : diámetro del husillo

h_1 : profundidad zona de alimentación

φ : ángulo de filete

t : paso

m : número de canales

e : espesor del filete

$$\alpha = \frac{\pi * 1 * 6 \text{ cm} * 0.72 \text{ cm} * \left(\frac{6 \text{ cm}}{1} - 0.6 \text{ cm} \right) * \cos^2 17.66}{2}$$

$$\alpha = 33.27 \text{ cm}^3$$

3.4.15.2 Flujo de presión

Aplicando la ecuación (44) de acuerdo a (Savgorodny, 1978), se obtiene el valor de este flujo.

$$\beta = \frac{m * h_1^3 * \left(\frac{t}{m} - e\right) \sin \varphi \cos^2 \varphi}{2 * L} \quad (44)$$

Donde:

L : longitud del husillo

$$\beta = \frac{1 * (0.96 \text{ cm})^3 * \left(\frac{6 \text{ cm}}{m} - 0.6\right) \sin 17.66 \cos^2 17.66}{12 * 120 \text{ cm}}$$

$$\beta = 5.48 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$$

3.4.15.3 Flujo de filtración

Para obtener el valor del flujo aplicamos la ecuación (44) según (Savgorodny, 1978)

$$\gamma = \frac{\pi^3 * D^3 * \delta^3 * \tan \varphi}{10 * e * L} \quad (44)$$

Donde:

δ : holgura

$$\gamma = \frac{\pi^3 * (6 \text{ cm})^3 * 0.018^3 * \tan 17.66}{10 * 0.6 \text{ cm} * 120 \text{ cm}}$$

$$\gamma = 1.74 \times 10^{-6} \text{ cm}^3$$

3.4.15.4 Constante K

Para obtener la constante K, aplicamos las ecuaciones que nos plantea (Savgorodny, 1978), de acuerdo a la zona donde la vamos a calcular. El valor de la constante del cabezal del plato rompedor se la obtiene mediante la ecuación (45), plato rompedor mediante la ecuación (46), canal de extrusión se aplica la ecuación (47) y de la boquilla se utiliza la ecuación (48).

K del cabezal del plato rompedor

$$k_1 = \frac{\pi * d^4}{128 L} \quad (45)$$

Donde:

d : diámetro del cabezal

L: longitud del cabezal

$$k_1 = \frac{\pi * (190)^4}{128 * 50.8}$$

$$k_1 = 629.637 \text{ cm}^3$$

K del plato rompedor

$$k_2 = \frac{\pi * n * d_{per}^4}{128 * L} \quad (46)$$

Donde:

d : diámetro de perforación

L: ancho del plato rompedor

$$k_2 = \frac{\pi * 91 * 11.3175 \text{ mm}^4}{128 * 25.4 \text{ mm}}$$

$$k_2 = 1.442 \text{ cm}^3$$

K del canal de extrusión

$$k_3 = \frac{\pi}{8 * L} * \left(R_e^4 - R_i^4 - \frac{(R_e^2 - R_i^2)^2}{2.3 * \log\left(\frac{R_e}{R_i}\right)} \right) \quad (47)$$

Donde:

R_e : radio exterior

R_i : radio interior

$$k_3 = \frac{\pi}{8 * 50} * \left(63^4 - 30^4 - \frac{(63^2 - 30^2)^2}{2.3 * \log\left(\frac{63}{30}\right)} \right)$$

$$k_3 = 17.544 \text{ cm}^3$$

K de la boquilla

$$k_4 = \frac{\pi(R_o S_2 - R_i S_1)}{6Lm} \quad (48)$$

Donde:

R_o y R_i : son los radio exterior e interior.

S_2 y S_1 : anchura de la rendija a la entrada y salida del material

m : factor determinado mediante la ecuación planteada por (Savgorodny 1978)

$$k_4 = \frac{\pi * (15 * 0.002 - 12 * 0.0015)}{6 * 30 * 0.1495}$$

$$k_4 = 0.00140 \text{ cm}^3$$

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{629.637} + \frac{1}{1.442} + \frac{1}{17.544} + \frac{1}{0.0014}}$$

$$k_T = 0.001398 \text{ cm}^3$$

3.4.16 Producción de extrusión de plástico

La materia prima para extruir son las botellas plásticas, conocido como PET. A continuación, en la Tabla 33-3 se indica las principales propiedades del PET.

Tabla 33-3: Propiedades del PET

PET		
Densidad	1390	kg/m^3
Viscosidad Dinámica	675	$Pa.s$
Calor Específico	1275	$J/kg \text{ } ^\circ K$
Conductividad Térmica	0.29	$w/m \text{ } ^\circ K$

Fuente: (Material Properties, 2017)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

$\rho = 1.39 \frac{g}{cm^3}$, densidad del PET tomada de la Tabla 33-3.

$$Q = \left(\frac{33.27 * 0.001398}{0.001398 + 4.38 \times 10^{-3} + 1.74 \times 10^{-6}} \right) * 87.5 * 1.39 * \frac{60}{1000}$$

$$Q = 58.72 \frac{kg}{h}$$

3.4.17 Producción de extrusión de neumáticos

Los neumáticos forman parte de los elastómeros. A continuación, en la Tabla 34-3 se muestran algunas de las propiedades del caucho.

Tabla 34-3: Propiedades del Caucho

Caucho del neumático		
Densidad	930	kg/m^3
Viscosidad Dinámica	500	$Pa \cdot s$
Calor Específico	1300	$J/kg \cdot ^\circ K$
Conductividad Térmica	0.5	$w/m \cdot ^\circ K$

Fuente: (Material Properties, 2017)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

$\rho = 0.93 \frac{g}{cm^3}$, densidad del caucho de neumático, tomado de la Tabla 34-3.

$$Q = \left(\frac{33.27 * 0.001398}{0.001398 + 4.38 \times 10^{-3} + 1.74 \times 10^{-6}} \right) * 87.5 * 0.93 * \frac{60}{1000}$$

$$Q = 39.29 \frac{kg}{h}$$

3.4.18 Diseño de la tolva

El diseño óptimo de la tolva es de la forma cónica, este brinda una gran facilidad al momento de ingresar el material evitando aglomeraciones y que el material se quede en sus paredes, permitiendo un mayor flujo del mismo.

De acuerdo a (Savgorodny, 1978) la longitud de la boca de alimentación varía entre los intervalos de 1.2D y 1.5D, este valor se obtiene mediante la ecuación (49), resultando que el paso del husillo tenga el mismo valor del diámetro en la zona de alimentación. Mediante esta recomendación tomaremos el valor de 1.2D para el diámetro menor y para diámetro mayor tomaremos 5D mediante la ecuación (50), con estos datos se procederá a calcular la altura de la tolva. Se utiliza acero ASTM A-36, debido a que no tiene requerimientos para soportar presiones o fuerzas, se selecciona el espesor de 4 mm, mediante el ANEXO D: CATÁLOGO PLANCHAS A36

- Diámetro inferior

$$D_i = 1.2 * D \quad (49)$$

Donde:

D: diámetro del husillo (mm)

$$D_i = 1.2 * 60 \text{ mm}$$

$$D_i = 72 \text{ mm}$$

- Diámetro superior

$$D_s = 5 * D \quad (50)$$

$$D_s = 5 * 60 \text{ mm}$$

$$D_s = 300 \text{ mm}$$

- Altura tolva cónica

$$\text{tg } 60^\circ = \frac{h}{\frac{300}{2} - \frac{72}{2}}$$

$$h = 197.45$$

Se completará la tolva cónica con un cilindro de 200 mm de altura.

- Volumen de la tolva

$$V_{cono} = \frac{1}{3} * \pi * h * (r_1^2 + r_2^2 + r_1 * r_2)$$

Donde:

r_1 : Radio inferior (cm)

r_2 : Radio superior (cm)

h : Altura (cm)

$$V_{cono} = \frac{1}{3} * \pi * 19.745 \text{ cm} * ((3.6 \text{ cm})^2 + (15 \text{ cm})^2 + (3.6 \text{ cm}) * (15 \text{ cm}))$$

$$V_{cono} = 6036.833 \text{ cm}^3$$

$$V_{cilindro} = \pi * r^2 * h$$

$$V_{cilindro} = \pi * (15 \text{ cm})^2 * 20 \text{ cm}$$

$$V_{cilindro} = 14137.167 \text{ cm}^3$$

$$V_{Tolva} = V_{cono} + V_{cilindro}$$

$$V_{Tolva} = 6036.833 \text{ cm}^3 + 14137.167 \text{ cm}^3$$

$$V_{Tolva} = 20174 \text{ cm}^3$$

- Capacidad de la tolva

Se conoce que la densidad del polietileno es $0.00135 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$

$$m = \rho * V_{Tolva}$$

$$m = 0.00135 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} * 20174 \text{ cm}^3$$

$$m = 27.23 \text{ kg}$$

3.4.19 Diseño de la garganta de alimentación

Para el diseño de la garganta de alimentación se tomara en cuenta el ancho y el largo de la misma, en su estudio (Beltrán y Marcilla, 2012) plantea usar los siguientes parámetros, para el ancho se utilizará los intervalos que están entre 0.7D a 1D y para la longitud se utilizará el parámetro de 1.D, donde se trabaja con el diámetro del husillo. Para nuestro diseño para el cálculo del ancho utilizaremos el parámetro de 1D.

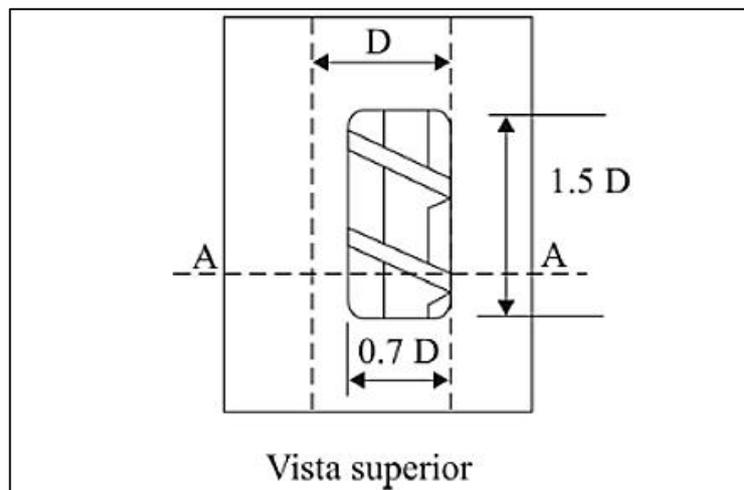


Figura 23-3: Diseño garganta de alimentación

Fuente: (Beltrán y Marcilla, 2012)

$$\text{Ancho de la garganta} = D$$

$$\text{Ancho de la garganta} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud de la garganta} = 1.5 * D$$

$$\text{Longitud de la garganta} = 1.5 * 60 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud de la garganta} = 90 \text{ mm}$$

3.4.20 *Diseño del cabezal*

Debido a que se plantea extruir los filamentos de 3mm para posteriormente obtener los agregados para ser utilizados en materiales de construcción, se hace primordial que el cabezal sea una pieza independiente y de fácil intercambio.

De acuerdo al diseño el cabezal es parte del cilindro de extrusión por lo que va acoplado al mismo, de acuerdo a esto se le considera extensión del mismo, por lo que el material para el diseño debe ser el mismo del cilindro. Se utiliza el material AISI 4340

El espesor del cabezal será el mismo que el del cilindro.

$$e_{\text{cabezal}} = 12.7 \text{ mm}$$

Para determinar el largo del cabezal no existe definido algún estudio o planteado alguna ecuación, pero existen recomendaciones que nos dice que la dimensión de longitud del cabezal debe ser relativamente muy corta para evitar obstrucciones del material. Para nuestro proyecto se utilizará las siguientes dimensiones.

$$L_C = 50 \text{ mm}$$

$$D_{PC} = 126 \text{ mm}$$

Donde:

L_C : longitud del cabezal (mm)

D_{PC} : diámetro de la punta del cabezal (mm)

El diseño del cabezal lleva en su parte superior un taladro para la ubicación del sensor de temperatura.

3.4.21 Diseño de la boquilla

La boquilla tiene la función de moldear el plástico o elastómero extruido, están tienen diferentes formas para dar el acabado final. Debido a que nuestro proyecto se necesita obtener agregados en forma de filamentos, se utiliza la boquilla circular aplicados para la obtención de fibras. Dado que los agregados necesitan un tamaño de 4mm de diámetro se diseña la boquilla este diámetro.

$$D_{boquilla} = 4 \text{ mm}$$

3.4.22 Selección del motor

La selección del motor se la realiza en función de la potencia requerida por el husillo y la velocidad de giro, las cuales se calcularon previamente. Con estos valores se seleccionó el motor eléctrico que preste las características más adecuadas para el trabajo, se seleccionó el motor WEG W22 20 HP 4P (ANEXO E: MOTOR WEG W22), se realizará el cálculo de la potencia de salida mediante la ecuación (51).

$$N_{motor} = \frac{N_{operación}}{n_{motor}} \quad (51)$$

Donde:

N_{motor} : Potencia de salida del motor (kw)

$N_{operación}$: Potencia de operación del motor, 13.3 kw

n_{motor} : Eficiencia del motor, 90%

$$N_{motor} = \frac{13.3 \text{ kw}}{0.9}$$

$$N_{motor} = \frac{13.3 \text{ kw}}{0.9}$$

$$N_{motor} = 14.77 \text{ kw} = 19.8 \text{ HP}$$

Con este cálculo de la potencia de salida, se confirma que el motor seleccionado de 20 HP, cumple con el requerimiento para el funcionamiento de la máquina extrusora. Debido a que el husillo trabaja a 87.5 rpm, se debe seleccionar un reductor de velocidad ya que el motor tiene una velocidad de giro de 1750 rpm. Para realizar esa selección, calculamos la relación de transmisión con la ecuación (52).

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{husillo}} \quad (52)$$

Donde:

i : relación de transmisión de la caja reductora

n_{motor} : velocidad de giro del motor (rpm)

$n_{husillo}$: velocidad de giro del husillo (rpm)

$$i = \frac{1750 \text{ rpm}}{87.5 \text{ rpm}}$$

$$i = 20.$$

3.4.23 Cálculo del sistema de transmisión

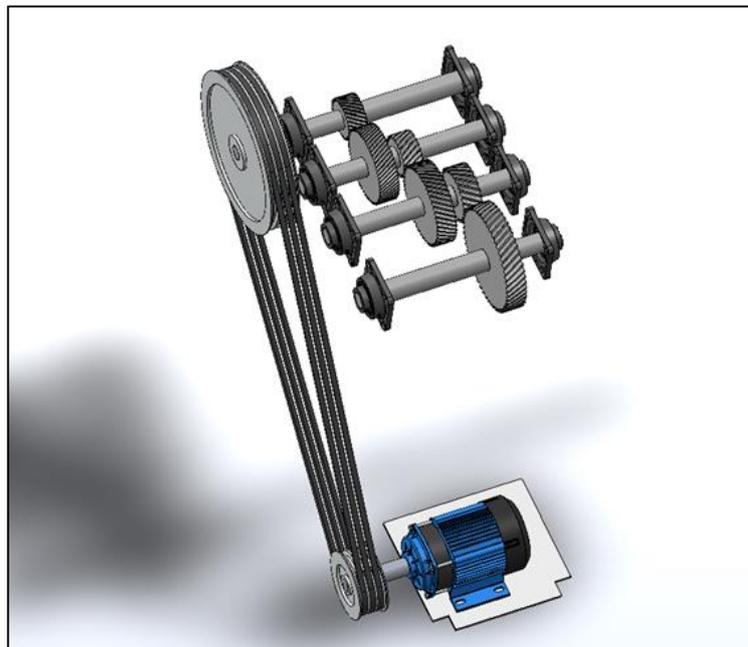


Figura 24-3: Sistema de transmisión

Realizado por: (Vásquez, 2022)

El proyecto requiere reducir la velocidad de entrada del motor para conseguir la velocidad necesaria que pretende el husillo extrusor para realizar el trabajo, debido a esto se procede a diseñar una configuración reductora por medio de poleas y engranes. La relación de reducción es de 20:1. Por lo que utilizáramos la siguiente configuración.

Reducción por medio de poleas

$$i = \frac{5}{2}$$

Reducción de engranes de 3 etapas

Etapa 1

$$i = 2$$

Etapa 2

$$i = 2$$

Etapa 3

$$i = 2$$

Teniendo como relación final 20, la necesaria para reducir la velocidad del motor de 1750 rpm a 87.5 rpm.

$$i = \frac{5}{2} * 2 * 2 * 2$$

$$i = 20$$

3.4.23.1 Cálculo de poleas

Para la transmisión de potencia se toma en cuenta que el motor eléctrico tiene 1750 rpm y para el sistema de engranes necesitamos la velocidad de salida de 437.5 rpm, para esto se realizará la selección del tipo de banda a utilizar y los diámetros de la polea que transmitirá la potencia y de la polea que se encarga de obtener la velocidad deseada. Este sistema de transmisión debe tener una carcasa protectora para evitar accidentes.

- **Tipo de sección**

Para esta selección se trabaja con el valor de la potencia del motor en kw y la velocidad que da el motor a la polea de menor tamaño, ubicándonos en el diagrama del del (ANEXO F: SELECCIÓN DE BANDA)

$$P = 14.914 \text{ kw}$$

$$n = 1750 \text{ rpm}$$

Se selecciona la banda trapezoidal tipo B

- **Relación de transmisión**

La obtenemos en función de la velocidad de entrada y la velocidad de salida

$$n_e = 1750 \text{ rpm}$$

$$n_s = 700 \text{ rpm}$$

Donde:

n_e : velocidad de entrada (rpm)

n_s : velocidad de salida (rpm)

$$i = \frac{1750 \text{ rpm}}{700 \text{ rpm}} = 2.5$$

- **Diámetro de las poleas**

La selección del diámetro de la polea de menor diámetro la realizamos de la tabla del (ANEXO G: DIÁMETRO DE POLEA MENOR) del catálogo de bandas SKF, con la banda seleccionada Tipo B, seleccionamos el diámetro menor.

$$d = 190 \text{ mm}$$

Para determinar el valor del diámetro mayor de la polea, utilizamos la Tabla 5b del (ANEXO H: DIÁMETRO POLEA MAYOR) con el diámetro menor y la relación de transmisión.

$$D = 475 \text{ mm}$$

- **Distancia entre centros**

Para determinar el valor de la distancia entre centros, se aplica la ecuación (53).

$$C_{cp \min} = 0.7 * (D + d) \quad (53)$$

Donde:

$C_{cp \min}$: distancia mínima entre centros (mm)

D : diámetro mayor de la polea (mm)

d : diámetro menor de la polea (mm)

$$C_{cp \min} = 0.7 * (190\text{mm} + 475\text{mm})$$

$$C_{cp \min} = 465.5 \text{ mm}$$

La distancia máxima entre centros, se lo obtiene mediante la aplicación de la ecuación (54).

$$C_{cp \max} = 2 * (D + d) \quad (54)$$

Donde:

$C_{cp \max}$: distancia máxima entre centros (mm)

D : diámetro mayor de la polea (mm)

d : diámetro menor de la polea (mm)

$$C_{cp \max} = 2 * (190\text{mm} + 475\text{mm})$$

$$C_{cp \max} = 1330 \text{ mm}$$

Se tomará una distancia de 1300 mm que se encuentra en el rango.

- Cálculo de la longitud de la correa

Para la selección de la correa es necesario determinar la longitud, utilizando la ecuación (55).

$$L_d = 2 * C_{cp} + 1.57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * C_{cp}} \quad (55)$$

Donde:

L_d : longitud de la correa (mm)

C_{cp} : distancia entre centros (mm)

D : diámetro mayor de la polea (mm)

d : diámetro menor de la polea (mm)

$$L_d = 2 * 1300 + 1.57 * (475 + 190) + \frac{(475 - 190)^2}{4 * 1300}$$

$$L_d = 3659.670 \text{ mm}$$

$$L_d = 3750 \text{ mm}$$

Se selecciona la banda PHG SPB3750, del catálogo de bandas SKF; como se observa en la Tabla 35-3.

Tabla 35-3: Bandas trapezoidales

Section	Dimensions		Designation
	Pitch length		
	w	h	
-	mm	-	-
SPB	3 650	16,3 13	PHG SPB3650
	3 750	16,3 13	PHG SPB3750
	3 800	16,3 13	PHG SPB3800
	3 870	16,3 13	PHG SPB3870
	4 000	16,3 13	PHG SPB4000

Fuente: (SKF, 2012)

- Corrección de la distancia de centros

Luego de seleccionar la correa PHG SPB3750, se procede a la corrección de los centros, utilizando la ecuación (56).

$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8 * (D - d)^2}}{8} \quad (56)$$

Donde:

$$a = 2 * L - \pi * (D + d)$$

L: Longitud de la correa seleccionada

$$a = 2 * 3750 - \pi * (475 + 190)$$

$$a = 5410.84 \text{ mm}$$

$$CC = \frac{5410.84 + \sqrt{5410.84^2 - 8 * (475 - 190)^2}}{8}$$

$$CC = 1345.16 \text{ mm}$$

- Potencia básica

La potencia nominal básica de la correa está en función de la potencia nominal básica del tipo de correa seleccionada sumada la potencia nominal de la relación de velocidad, valores encontrados en la tabla 9c del (ANEXO I: POTENCIA DE LA BANDA) del catálogo SKF.

$$P_b = P'_b + P''_b$$

Donde:

P_b : potencia básica (kw)

P'_b : potencia nominal tipo de sección de la correa (kw)

P''_b : potencia nominal relación de velocidad (kw)

$$P_b = 4.75 \text{ kw} + 0.4 \text{ kw}$$

$$P_b = 5.15 \text{ kw}$$

- **Potencia de la correa**

El valor de la potencia de la correa se obtiene mediante el producto de la potencia básica con los factores de corrección, valores que se toma de la tabla 7 y 8 del (ANEXO G: FACTORES DE CORRECCIÓN) del catálogo SKF.

$$P_r = P_b * C_1 * C_3$$

Donde:

P_r : potencia de la correa (kw)

C_1, C_3 : factores de corrección

$$C_1 = 1.10$$

$$C_3 = 0.97$$

$$P_r = P_b * C_1 * C_3$$

$$P_r = 5.15 * 0.97 * 1.1$$

$$P_r = 5.489 \text{ kw}$$

Numero de correas

$$N = \frac{Pd}{P_r}$$

Donde:

Pd : Potencia de diseño

$$N = \frac{13.3}{5.489}$$

$$N = 2.42$$

Se usará 3 correas.

3.4.23.2 Diseño de engranes

Se trabajará en 3 etapas de engranes helicoidales.

- **Etapla 1**

Relación de transmisión

$$i = 2$$

$$n_e = 700 \text{ rpm}$$

$$n_s = 350 \text{ rpm}$$

3.4.23.3 Diseño del piñón

1ra Iteración - Lewis

$$\text{Piñón} = N_p = 30 \text{ dientes}$$

$$\text{Engrane} = N_g = 60 \text{ dientes}$$

$$Pd = 8 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$n = 700 \text{ rpm}$$

$$\text{Ángulo de helice } \psi = 30^\circ$$

- Paso transversal

$$P_t = Pd * \cos(\psi)$$

$$P_t = 8 * \cos(30)$$

$$P_t = 6.9282 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

- Diámetro de paso

$$d_p = \frac{N_p}{Pt}$$

$$d_p = \frac{30}{6.9298 \text{ in}}$$

$$d_p = 4.3301 \text{ in}$$

- Velocidad tangencial

$$v_t = \frac{\pi * d_p * n}{12}$$

Donde:

d_p : diámetro de paso (in)

$n_1 = 437.5 \text{ rpm}$

V : velocidad tangencial (ft/min)

$$V = \frac{\pi * 4.3301 \text{ in} * 700}{12}$$

$$V = 793.5322 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

- Factor de velocidad

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200}$$

$$K_v = 1.6612$$

- Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{33000 * P}{V}$$

Donde:

P : potencia del motor seleccionado 20 HP

W_t : fuerza tangencial (lbf)

$$W_t = \frac{33000 * 20 \text{ HP}}{793.5372 \frac{ft}{min}}$$

$$W_t = 831.7190 \text{ lbf}$$

- Factor de Lewis

Considerando el número de dientes asumido, se obtiene el factor de Lewis; mediante la Tabla 36-3.

$$N_p = 30 \text{ dientes} \quad Y_p = 0.359$$

$$N_g = 60 \text{ dientes} \quad Y_G = 0.422$$

Tabla 36-3: Factor de Lewis

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

- Resistencia

El valor de la resistencia lo obtenemos con la dureza del material a usar, aplicando la ecuación (57)

$$S_t = 77.3 * HB + 12800 \quad (57)$$

Dureza del Acero AISI 4140

$$HB = 370$$

$$S_t = 77.3 * 370 + 12800$$

$$S_t = 41401 \text{ psi}$$

- Esfuerzo Admisible

El valor del esfuerzo se obtiene al aplicar la ecuación (58)

$$\sigma_{per} = \frac{S_t}{n} \quad (58)$$

Donde:

n : factor de seguridad

$$\sigma_{per} = \frac{41401 \text{ psi}}{2}$$

$$\sigma_{per} = 20700.5 \text{ psi}$$

- Ancho de cara

Se obtiene al despejar la variable del ancho de cara, de la ecuación (59) de esfuerzo.

$$\sigma = \frac{K_v * W_t * P_d}{F * Y} \quad (59)$$

Despejando

$$F = \frac{K_v * W_t * P_d}{\sigma * Y}$$

$$F = \frac{1.6612 * 831.7190 * 8}{20700.5 * 0.359}$$

$$F = 1.4874 \text{ in}$$

- Ancho de cara permisible

Se considera

$$3P_c \leq F \leq 5P_c$$

Donde:

P_c : paso circular

$$P_c * P_d = \pi$$

$$P_c = \frac{\pi}{P_d}$$

$$P_c = \frac{\pi}{9}$$

$$P_c = 0.3916$$

$$1.1780 \leq 1.4874 \leq 1.9634$$

Cumple debido a que el ancho de cara está dentro del rango.

- **Verificación a flexión según AGMA 200-D04**

Se considera

$$N_p = 30 \text{ dientes} \quad Y_p = 0.337$$

$$P_d = 8 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$P_t = 6.9282 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$\psi = 30^\circ$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

$$\phi_t = 22.79^\circ$$

$$d_p = 4.3301 \text{ in}$$

$$F = 2.25 \text{ in}$$

Esfuerzo a Flexión

El esfuerzo a flexión se lo determina mediante la ecuación (60)

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{P_t K_m K_b}{F J} \quad (60)$$

Donde:

W_t : fuerza tangencial (lbf)

K_o : factor de sobre carga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

K_m : factor de carga

F : ancho de la cara del diente (in)

K_b : factor de espesor del aro

J : factor de geometría

- Factor de sobre carga K_o

Este factor se lo obtiene de acuerdo a la aplicación del eje y las vibraciones que pueden tener, al aplicar la fuerza tangencial W_t . Según (Mott, 2004) las máquinas transportadoras con carga uniforme se las considera de choque ligero. Se debe tomar en cuenta que la máquina extrusora transporta carga uniforme. Con estos datos nos dirigimos a la Tabla 37-3 para obtener el factor.

Tabla 37-3: Factor de Sobrecarga

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Fuente: (Mott, 2004)

$$K_o = 1.25$$

- Factor dinámico, K_v

El valor de este factor está en función de la velocidad, se obtiene mediante la ecuación (61)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \quad (61)$$

Donde:

$Q_v = 6$, número de calidad

$$A = 50 + 56 * (1 - B) = 59.7730$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} = 0.8254$$

$$K_v = \left(\frac{59.7730 + \sqrt{793.5372}}{59.7730} \right)^{0.8254}$$

$$K_v = 1.3754$$

- Factor de tamaño, K_s

Para determinar el factor de tamaño, se utiliza la ecuación (62) reemplazando los parámetros como es el ancho de cara y el factor de Lewis.

$$K_s = 1.192 * \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535} \quad (62)$$

$$K_s = 1.192 * \left(\frac{2.25\sqrt{0.359}}{8} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.0818$$

- Factor de carga, K_m

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Factor C_{mc} planteado por (Budynas y Nisbett, 2014)

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases}$$

$$C_{mc} = 1$$

Factor C_{pf} propuesto en el estudio de (Budynas y Nisbett, 2014)

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ pulg} \end{cases}$$

$$C_{pf} = 0.0425$$

Factor C_{pm} que nos plantea (Budynas y Nisbett, 2014)

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñon montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñon montado separado con } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

$$C_{pm} = 1$$

Factor C_{ma} para condición de engranes.

El valor de este factor se obtiene al aplicar los valores de los parámetros de la Tabla 38-3, en la ecuación (63)

Tabla 38-3: Factor de condición para engranes

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

$$C_{ma} = 0.1620$$

Factor C_e para condiciones de engrane, nos plantea (Budynas y Nisbett, 2014)

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble, lapeado o ambos} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases}$$

$$C_e = 1$$

$$K_m = 1 + 1(0.0425 * 1 + 0.1620 * 1)$$

$$K_m = 1.2046$$

- Factor de espesor de aro, K_b

La obtención de este factor está en función de la relación de apoyo como se observa en la Figura 25-3, para nuestro caso la relación de apoyo es mayor a 1.

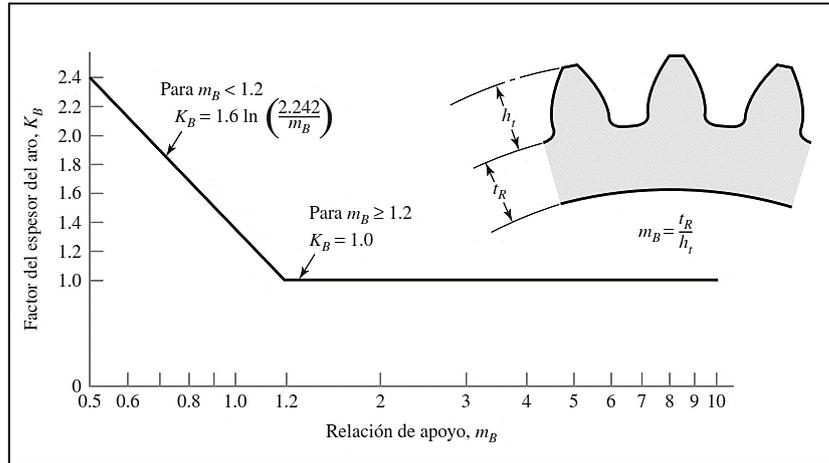


Figura 25-3: Factor de espesor de aro

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

$$K_b = 1$$

- Factor Geométrico, J

El factor J se obtiene de la Figura 26-3 y el Factor de multiplicación de la Figura 27-3, estos valores se lo obtienen en función del ángulo de la hélice al intersectar con el número de dientes, para el caso de J se utiliza número de dientes del piñón y para el factor de multiplicación se utiliza el número de dientes de la corona.

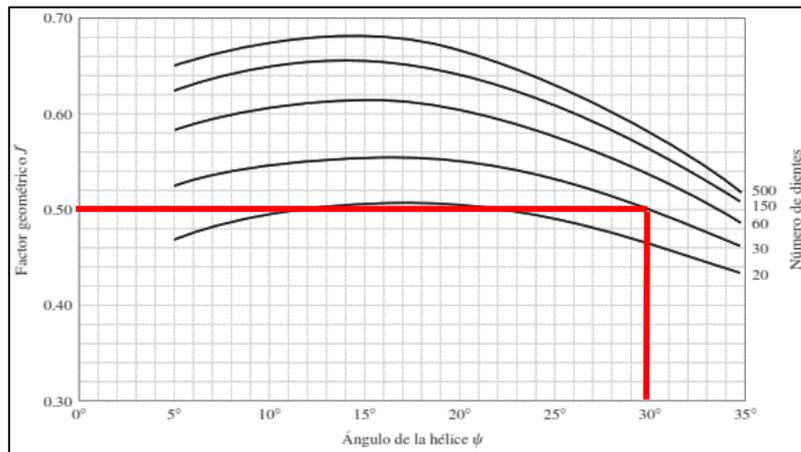


Figura 26-3: Factor geométrico J

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

$$J = 0.50$$

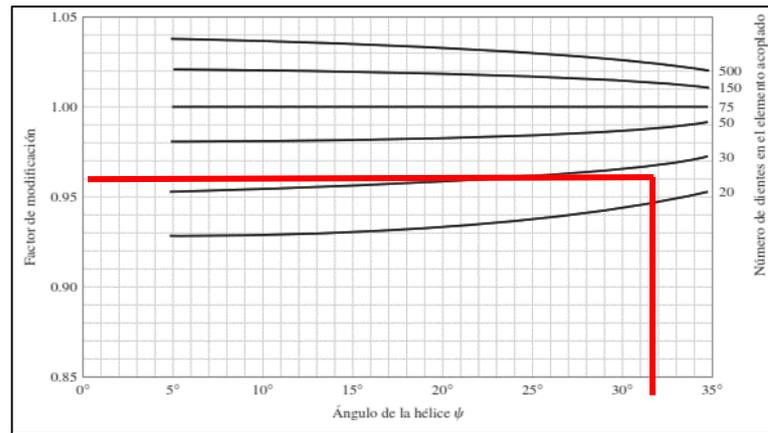


Figura 27-3: Factor de multiplicación de J'

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

$$f_m = 0.965$$

$$J = 0.5 * 0.965$$

$$J = 0.4825$$

Reemplazando valores en la ecuación (60) se obtiene el esfuerzo a flexión.

$$\sigma = 831.7190 * 1.25 * 1.3754 * 1.0818 * \frac{6.9282}{2.25} * \frac{1.2046 * 1}{0.4825}$$

$$\sigma = 11893.1108 \text{ psi}$$

Factor de seguridad

Para determinar el factor de flexión, aplicamos la ecuación (63)

$$S_{Fp} = \frac{S_t * Y_N}{\sigma * K_T * K_R} \quad (63)$$

Donde:

S_t : resistencia (psi)

Y_N : factor de ciclos de esfuerzo a flexión

K_T : factor de Temperatura

K_R : factor de confiabilidad

σ : esfuerzo a flexión (psi)

- Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

Para el cálculo del número de ciclos de carga, se realiza mediante la ecuación (64)

$$Nc = 60 * L * n * q \quad (64)$$

Donde:

Nc : número de ciclos de carga esperada

L : vida de diseño en horas

n : velocidad de giro del engrane

q : número de aplicaciones de carga por revolución

Vida de diseño en horas

La vida útil de diseño se obtiene mediante la Tabla 39-3, donde nos dan recomendaciones de vida de diseño.

Tabla 39-3: Factor de vida útil recomendada engranajes

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: (Mott, 2004)

Debido a que su aplicación será para motor eléctrico se toma una vida de diseño de 20 000 horas.

$$L = 20\ 000 \text{ horas}$$

$$Nc = 60 * 20\ 000 \text{ horas} * 700 \text{ rpm} * 1$$

$$Nc = 8.4 \times 10^8 \text{ ciclos}$$

Obtenido el valor de número de ciclos de carga, se procede a intersecar con la curva de factor de ciclos de esfuerzo a flexión, como se observa en la Figura 28-3. Para el presente estudio se utiliza la curva $Y_N = 1.3558 N^{-0.0178}$.

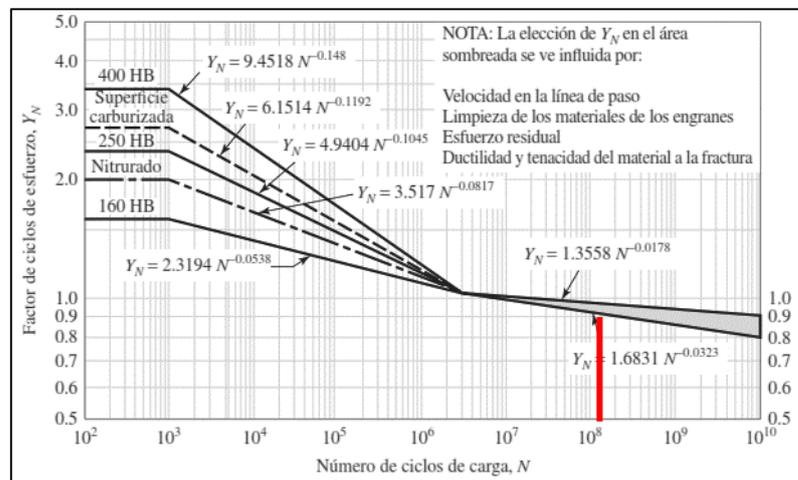


Figura 28-3: Factor de ciclos de esfuerzo

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

$$Y_N = 1.6831 * N^{-0.0323}$$

$$Y_N = 0.8666$$

- Factor de temperatura, K_T

$$K_T = 1$$

- Factor de confiabilidad

Se pide una confiabilidad del 90%

$$K_R = 0.85$$

Se reemplaza los datos obtenidos en la ecuación (63) para obtener el factor de seguridad.

$$S_{Fp} = \frac{41401 * 0.8666}{11893.1108 * 1 * 0.85}$$

$$S_{Fp} = 3.54$$

$$S_{Fp} > 2 \quad \Rightarrow \quad \text{Correcto}$$

Verificación desgaste superficial

El esfuerzo a desgaste superficial lo obtenemos al aplicar la ecuación (65)

$$\sigma_c = C_p \left(W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (65)$$

Donde:

Los valores de W_t , d_p , F y los factores K_o , K_v , K_s , K_m se los cálculos previamente.

C_p : coeficiente elástico.

I : factor geométrico para desgaste superficial.

C_f : factor de condición superficial.

- Factor geométrico, I .

$$Z = \left[(r_p + a)^2 - r_{bp}^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[(r_G + a)^2 - r_{bG}^2 \right]^{\frac{1}{2}} - (r_p + r_G) \text{sen} \phi_t$$

Donde:

r_p, r_G : Radios de paso

ϕ_t : Ángulo de presión transversal

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{4.3301}{2} = 2.1650 \text{ in}$$

$$r_G = \frac{d_{pG}}{2} = \frac{8.6602}{2} = 4.3301 \text{ in}$$

$$r_{bp} = r_p * \cos \phi_t = 2.1650 * \cos 22.79 = 1.9959 \text{ in}$$

$$r_{bG} = r_G * \cos \phi_t = 4.3301 * \cos 22.79 = 3.9919 \text{ in}$$

$$a = \frac{1}{Pd} = \frac{1}{8} = 0.125$$

Reemplazando valores:

$$\left[(r_p + a)^2 - r_{bp}^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[(1.9959 + 0.125)^2 - 1.9959^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1.1227$$

$$[(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} = [(3.9919 + 0.125)^2 - 3.9919^2]^{\frac{1}{2}} = 1.9780$$

$$(r_p + r_G) \text{sen} \phi_t = (1.9959 + 3.9919) * \text{sen} 22.79 = 2.5165$$

$$Z = 1.1227 + 1.9780 - 2.5165 = 0.5842$$

$$p_N = \frac{\pi}{P_d} \cos \phi_n = \frac{\pi}{8} \cos 20 = 0.3690$$

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 Z} = \frac{0.3690}{0.95 * 0.5842} = 0.6648$$

$$mg = \frac{8.6602}{4.3301} = 2$$

Cálculo del factor I

$$I = \frac{\cos \phi_t \text{sen} \phi_t}{2 m_N} \frac{mg}{mg + 1}$$

$$I = \frac{\cos 22.79 * \text{sen} 22.79}{2 * 0.6648} \frac{2}{2 + 1}$$

$$I = 0.1790$$

- Factor de condición superficial

$$C_f = 1$$

- Factor, C_p

Para el diseño de los engranes se utiliza como material el acero AISI 4140. La selección del C_p se lo hace tomando como referencia el acero.

$$C_p = 2300$$

Reemplazando valores de los factores calculados en la ecuación (65), se obtiene el valor de esfuerzo al contacto superficial.

$$\sigma_c = 2300 \left(831.7190 * 1.25 * 1.3754 * 1.0818 * \frac{1.2046}{4.3301 * 2.25} * \frac{1}{0.1790} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = 75166.8043 \text{ psi}$$

Factor de seguridad

Para calcular el factor de seguridad, se utiliza la ecuación (66)

$$S_H = \frac{S_C Z_N C_N}{K_T K_R \sigma_C} \quad (66)$$

- Factor, S_C

Dureza del Acero AISI 4140, 370 HB

$$S_C = 322 HB + 29100$$

$$S_C = 148240 \text{ psi}$$

- Factor de ciclos de esfuerzo a desgaste, Z_N

Para obtener el factor, se interseca el número de ciclos con la curva de factor de ciclos de esfuerzo a flexión, de acuerdo a la Figura 29-3. Para el presente estudio se utiliza la curva $Z_N = 1.4488 N^{-0.023}$.

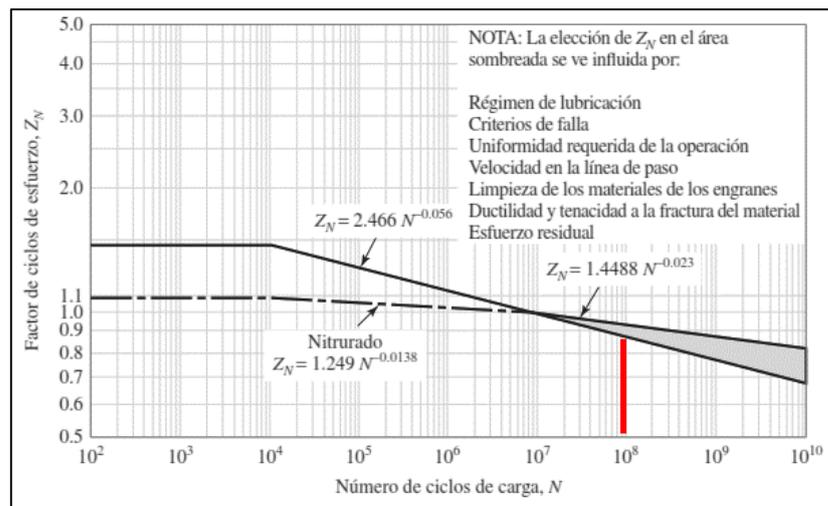


Figura 29-3: Factor de ciclos de esfuerzo

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

$$N = 8.4 \times 10^8$$

$$Z_N = 2.466 N^{-0.056}$$

$$Z_N = 2.466 * (8.4 \times 10^8)^{-0.056}$$

$$Z_N = 0.7802$$

- Factor de temperatura, K_T

$$K_T = 1$$

- Factor de confiabilidad, K_R

$$K_R = 0.85$$

- Factor de relación de dureza, C_N

$$C_N = 1 + A'(mg - 1)$$

$$HB_P = 370$$

$$HB_G = 370$$

$$\frac{HB_P}{HB_G} = 1$$

$$A' = 0$$

Por lo tanto

$$C_N = 1$$

Reemplazando valores en la ecuación (66), se obtiene el factor de seguridad.

$$S_H = \frac{148240 * 0.7802 * 1}{1 * 0.85 * 75166.8043}$$

$$S_H = 1.81$$

Factor de seguridad al desgaste real

$$SH^2 = 3.27$$

- **Diseño de la corona**

1ra Iteración – Lewis

Aplica la primera iteración realizada para el piñón.

Verificación a flexión según AGMA 200-D04

Se considera

$$N_g = 60 \text{ dientes} \quad Y_G = 0.422$$

$$Pd = 8 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$P_t = 6.9282 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$\psi = 30^\circ$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

$$\phi_t = 22.79^\circ$$

$$d_p = 8.6602 \text{ in}$$

$$F = 2.25 \text{ in}$$

Esfuerzo a Flexión

Para determinar el esfuerzo a flexión, se utiliza la ecuación (67)

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{P_t K_m K_b}{F J} \quad (67)$$

Donde:

W_t : fuerza tangencial (lbf)

K_o : factor de sobre carga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

K_m : factor de carga

F : ancho de la cara del diente (in)

K_b : factor de espesor del aro

J : factor de geometría

- Factor de sobre carga K_o

Este factor se lo obtiene de la Tabla 3-37, para una fuente de potencia uniforme y un choque ligero

$$K_o = 1.25$$

- Factor dinámico, K_v

El factor resulta el mismo del calculado para el piñón, debido a que el grado Q_v es igual a 6.

$$K_v = 1.3754$$

- Factor de tamaño, K_s

$$K_s = 1.192 * \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.192 * \left(\frac{2.25\sqrt{0.422}}{8} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.0865$$

- Factor de carga, K_m

El factor resulta el mismo del calculado en el apartado del piñón, por tener las mismas condiciones.

$$K_m = 1.2046$$

- Factor de espesor de aro, K_b

$$K_b = 1$$

- Factor Geométrico, J

El factor J' se lo obtiene de la Figura 26-3 y el factor de multiplicación de la Figura 27-3, se lo obtiene en función del ángulo de la hélice y el número de diente intersecando las curvas.

$$J' = 0.538$$

$$fm = 0.9928$$

$$J = 0.5341$$

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación (67), para obtener el esfuerzo a flexión.

$$\sigma = 831.7190 * 1.25 * 1.3754 * 1.0865 * \frac{6.9282}{2.25} * \frac{1.2046 * 1}{0.5341}$$

$$\sigma = 10790.1579 \text{ psi}$$

Factor de seguridad

Para determinar el valor del factor de seguridad, se aplica la ecuación (68)

$$S_{Fp} = \frac{S_t * Y_N}{\sigma * K_T * K_R} \quad (68)$$

Donde:

S_t : resistencia (psi)

Y_N : factor de ciclos de esfuerzo a flexión

K_T : factor de Temperatura

K_R : factor de confiabilidad

σ : esfuerzo a flexión (psi)

- Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

El valor del factor lo obtenemos en este caso con la velocidad de giro de la corona, aplicando la ecuación (69)

$$Nc = 60 * L * n * q \quad (69)$$

Donde:

n : 350 rpm, velocidad de giro de la corona.

$$Nc = 60 * 20\,000 \text{ horas} * 350 \text{ rpm} * 1$$

$$Nc = 4.2 \times 10^8 \text{ ciclos}$$

El factor Y_N se obtiene de la Figura 3-28, con el número de ciclos de carga previamente calculados.

$$Y_N = 0.8862$$

- Factor de temperatura, K_T

$$K_T = 1$$

- Factor de confiabilidad

$$K_R = 0.85$$

Reemplazo de datos en la ecuación (68), para obtener el factor de seguridad.

$$S_{Fp} = \frac{41401 * 0.8862}{10790.1579 * 1 * 0.85}$$

$$S_{Fp} = 4$$

$$S_{Fp} > 2 \quad \Rightarrow \quad \text{Correcto}$$

Verificación desgaste superficial

Para determinar el esfuerzo a contacto superficial, se emplea la ecuación (70)

$$\sigma_c = C_p \left(W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (70)$$

Donde:

Los valores de W_t , F factores K_o , K_v , K_s , K_m , I , C_f , C_p se los cálculos previamente, en el cálculo de desgaste superficial del piñón.

d_p : diámetro de paso del engrane (in)

Reemplazando valores de los factores calculados en la ecuación (70), se obtiene el valor del esfuerzo a contacto.

$$\sigma_c = 2300 \left(831.7190 * 1.25 * 1.3754 * 1.0865 * \frac{1.2046}{8.6602 * 2.5} * \frac{1}{0.1790} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = 53266.0656 \text{ psi}$$

Factor de seguridad

El factor de seguridad se obtiene al emplear la ecuación (71)

$$S_H = \frac{S_C Z_N C_N}{K_T K_R \sigma_C} \quad (71)$$

Donde:

Los factores C_N , K_T , K_R se calculó previamente en el apartado del factor de seguridad del piñon.

- Factor de ciclos de esfuerzo a desgaste, Z_N

Se lo obtiene con la velocidad de giro del engrane, utilizando la Figura 3-29.

$$N = 4.2 \times 10^8$$

$$Z_N = 0.8111$$

En la ecuación (71) se reemplaza los valores, para obtener el factor de seguridad.

$$S_H = \frac{148240 * 0.8111 * 1}{1 * 0.85 * 53266.0656}$$

$$S_H = 2.65$$

Factor de seguridad al desgaste real

$$SH^2 = 7.053$$

Tabla 40-3: Resumen de valores y factores utilizados, para el diseño y cálculo de piñón y corona. ETAPA 1

ETAPA 1	PIÑON	CORONA	UNIDAD
Potencia	20	20	HP
Ángulo de presión - ϕ_n	20	20	Grados
Ángulo de hélice - ψ	30	30	Grados
Paso diametral - P_d	8	8	dientes/in
Velocidad - V	793.53722	793.53722	fpm
Calidad - Q_v	6	6	
Relación de transmisión - mg	2	2	
Número de ciclos - N_C	8.4×10^8	4.2×10^8	ciclos
Dureza - HB	370	370	
Número de dientes	30	60	dientes

Confiabilidad	90%	90%	
Temperatura	< 150	< 150	°F
Diámetro de paso - d_p	4.3301	8.6602	in
Paso tangencial - P_t	6.9282	6.9282	dientes/in
W_t	831.7190	831.7190	lbf
F	2.25	2.25	in
K_o	1.25	1.25	
K_v	1.3754	1.3754	
K_s	1.0818	1.0865	
K_m	1.2046	1.2046	
K_b	1	1	
J	0.4825	0.5341	
S_t	41401	41401	psi
Y_N	0.8666	0.8862	
K_T	1	1	
K_R	0.85	0.85	
C_p	2300	2300	psi
C_F	1	1	
I	0.1790	0.1790	
S_c	148240	148240	psi
Z_N	0.7802	0.8111	
C_H	1	1	

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Tabla 41-3: Resumen del diseño de los engranes de la ETAPA 1

ETAPA 1		
Tipo	Helicoidales	
	Piñón	Engrane
HB	370	370
Pd (dientes/in)	8	8
F (in)	2.25	2.25
M	2	2

# Dientes	30	60
Diámetro de paso - d_p (in)	4.3301	8.6602
Diseño a fatiga por flexión		
σ (psi)	11893.1108	10790.1579
S_F	3.55	4
Diseño a desgaste superficial		
σ_C (psi)	75166.8043	53266.0656
S_H	1.81	2.66
S_H^2	3.27	7.05

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- ETAPA 2

Tabla 42-3: Resumen de valores y factores utilizados, para el diseño y cálculo de piñón y corona. ETAPA 2

ETAPA 2	PIÑÓN	CORONA	UNIDAD
Potencia	20	20	HP
Ángulo de presión - ϕ_n	20	20	Grados
Ángulo de hélice - ψ	30	30	Grados
Paso diametral - P_d	6	6	dientes/in
Velocidad - V	423.2198	423.2198	fpm
Calidad - Q_v	6	6	
Relación de transmisión - mg	2	2	
Número de ciclos - N_C	4.2×10^8	2.1×10^8	ciclos
Dureza – HB	370	370	
Número de dientes	24	48	dientes
Confiabilidad	90%	90%	
Temperatura	< 150	< 150	°F
Diámetro de paso - d_p	4.6188	9.2376	in
Paso tangencial - P_t	5.1961	5.1961	dientes/in
W_t	1559.4731	1559.4731	lbf
F	2.25	2.25	in
K_o	1.25	1.25	
K_v	1.2765	1.2765	
K_s	1.0967	1.1022	

K_m	1.2014	1.2014	
K_b	1	1	
J	0.4544	0.5116	
S_t	41401	41401	psi
Y_N	0.8862	0.9063	
K_T	1	1	
K_R	0.85	0.85	
C_p	2300	2300	psi
C_F	1	1	
I	0.1756	0.1756	
S_c	148240	148240	psi
Z_N	0.8111	0.8432	
C_H	1	1	

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Tabla 43-3: Resumen del diseño de los engranes de la ETAPA 2

ETAPA 2		
Tipo	Helicoidales	
	Piñón	Engrane
HB	370	370
Pd (dientes/in)	6	6
F (in)	2.25	2.25
M	2	2
# Dientes	24	48
Diámetro de paso - d_p (in)	4.6188	9.2376
Diseño a fatiga por flexión		
σ (psi)	16663.5141	14872.8917
S_F	2.59	2.97
Diseño a desgaste superficial		
σ_C (psi)	97493.3104	53266.0656
S_H	1.45	2.12
S_H^2	2.10	4.53

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- ETAPA 3

Tabla 44-3: Resumen de valores y factores utilizados, para el diseño y cálculo de piñón y corona. ETAPA 3

ETAPA 3	PIÑON	CORONA	UNIDAD
Potencia	20	20	}
Ángulo de presión - ϕ_n	20	20	Grados
Ángulo de hélice - ψ	30	30	Grados
Paso diametral - P_d	5	5	dientes/in
Velocidad - V	275.0929	275.0929	fpm
Calidad - Q_v	6	6	
Relación de transmisión - mg	2	2	
Número de ciclos - N_c	2.1×10^8	1.05×10^8	ciclos
Dureza – HB	370	370	
Número de dientes	26	52	dientes
Confiabilidad	90%	90%	
Temperatura	< 150	< 150	°F
Diámetro de paso - d_p	6.0044	12.0088	in
Paso tangencial - P_t	4.3301	4.3301	dientes/in
W_t	2399.1894	2399.1894	lbf
F	2.25	2.25	in
K_o	1.25	1.25	
K_v	1.2240	1.2240	
K_s	1.1083	1.1134	
K_m	1.1901	1.1901	
K_b	1	1	
J	0.4668	0.5219	
S_t	41401	41401	psi
Y_N	0.9063	0.9268	
K_T	1	1	
K_R	0.85	0.85	
C_p	2300	2300	psi
C_F	1	1	
I	0.1769	0.1769	
S_c	148240	148240	psi
Z_N	0.8432	0.8766	
C_H	1	1	

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Tabla 45-3: Resumen del diseño de los engranes de la ETAPA 3

ETAPA 3		
Tipo	Helicoidales	
	Piñón	Engrane
HB	370	370
Pd (dientes/in)	6	6
F (in)	2.25	2.25
M	2	2
# Dientes	26	52
Diámetro de paso - d_p (in)	6.0044	12.0088
Diseño a fatiga por flexión		
σ (psi)	19960.5709	17937.3358
S_F	2.21	2.51
Diseño a desgaste superficial		
σ_C (psi)	103526.4392	73374.4930
S_H	1.42	2.08
S_H^2	2.02	4.34

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.4.24 Diseño de la estructura

La estructura encargada de soportar el peso de la máquina, se la realiza mediante perfiles en L, estos se encuentran acogidos por la Norma NTE INEN 2415. En su gran mayoría estos perfiles se los utiliza para grandes estructuras, que soportan grandes pesos. Para el presente proyecto se seleccionó el siguiente perfil cuadrado L50X50X3, de la Tabla 3-46. Estos serán emperrados y en las paredes de estas se usará planchas de acero de ½ pulgada, que ayudaran al soporte de la máquina. Los perfiles estructurales se los puede encontrar en el ANEXO K: PERFILES ESTRUCTURALES A36.

Tabla 46-3: Perfiles estructural cuadrados Norma NTE INEN 2415

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85

Fuente: (IPAC, 2019)

Análisis de carga

- Carga viva

Como carga vida, sabemos que es el material que se introducirá en la máquina, en este caso será la capacidad de la tolva. En el diseño de la tolva se realizó este cálculo, obteniendo el siguiente valor.

$$m = 27.23 \text{ kg}$$

- Carga muerta

Para determinar este parámetro, se toma en cuenta los elementos que conforman la máquina extrusora como es el motor, husillo, camisa, cabezal, engranes, tolva, caja, etc. Este valor lo tomamos del software SolidWorks.

Deformación de la estructura, este proceso se lo realiza con la finalidad de comprobar que la deformación este dentro de los valores establecidos, para obtener el valor de deformación se ocupa la ecuación (72).

$$y_{perm} = \frac{L}{540} \quad (72)$$

Donde:

L: Longitud total de la estructura

$$y_{perm} = \frac{1.910 \text{ m}}{540} = 3.53 \times 10^{-3} \text{ m}$$

3.4.25 Diseño de los ejes para ubicación de engrane, rodamiento y polea.

3.4.25.1 EJE 1

En este eje ira conectado la polea, los rodamientos y el piñón de la ETAPA 1 de la configuración de engranes. Como se aprecia en la Figura 30-3.

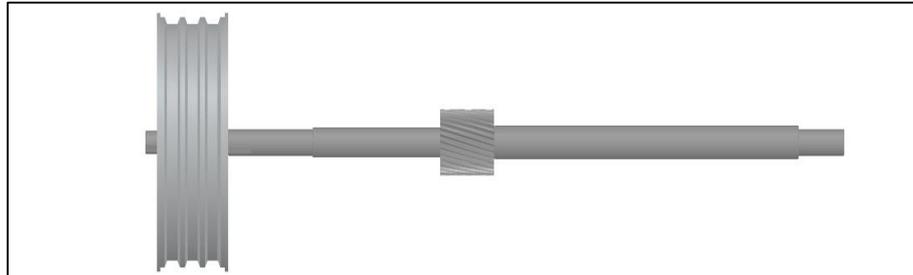


Figura 30-3: Elementos presentes en el eje 1.

Realizado por: (Vásquez, 2022)

Se calcula el torque ejercido, aplicando la ecuación (73).

$$P = T * n$$

Donde:

P : potencia que consume el engrane (w)

n : velocidad de giro (rad/s)

$$P = 20 \text{ HP} = 14914 \text{ w}$$

$$n = 700 \frac{\text{rev}}{\text{s}} = 73.3038 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T = \frac{P}{n} = \frac{14914 \text{ w}}{73.3038 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 203.4546 \text{ N.m}$$

3.4.25.2 Cálculo de las fuerzas presentes en la polea

$$D_p = 475 \text{ mm}$$

Se utiliza la relación de tensiones de 2.5

$$\frac{T_1}{T_2} = 2.5$$

$$T = (T_1 - T_2) * r = (2.5T_2 - T_2)$$

$$T_2 = \frac{203.4546}{1.5 * 237.5}$$

$$T_2 = 571.10 \text{ N}$$

$$T_1 = 1427.75 \text{ N}$$

Las bandas de las poleas están ubicadas a 40° se tiene

$$T_{1y} = 1093.71 \text{ N} \quad T_{2y} = 437.48 \text{ N}$$

$$T_{1z} = 917.74 \text{ N} \quad T_{2z} = 367.09 \text{ N}$$

Fuerzas resultantes finales de la polea.

$$T_y = 1531.19 \text{ N} \quad T_z = 1284.83 \text{ N}$$

$$W_p = 321.27 \text{ N}$$

3.4.25.3 Cálculo de las fuerzas presentes en el engrane helicoidal

Peso del engrane, $W_e = 36.39 \text{ N}$

- Fuerza tangencial

Para determinar el valor de la fuerza tangencial, se utiliza el diámetro del piñón en la ecuación (74)

$$D_p = 109.98 \text{ mm}$$

$$F_T = \frac{2 * T}{D_p} \quad (74)$$

$$F_T = 3669.69 \text{ N}$$

- Fuerza radial

El valor de la fuerza radial se obtiene al aplicar la ecuación (75)

$$F_R = F_T * \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 30^\circ} \quad (75)$$

$$F_R = 1542.28 \text{ N}$$

- Fuerza axial

Se aplica la ecuación (76), para determinar el valor de la fuerza axial.

$$F_a = F_T * \operatorname{tg} 30^\circ \quad (76)$$

$$F_a = 2118.69 \text{ N}$$

$$M = 116.5 \text{ N.m}$$

3.4.25.4 Cálculo del momento flector

- Diagrama de cuerpo libre plano x-y

En este diagrama se aplica las cargas presentes en el eje Y, la carga aplicada será igual la suma de las fuerzas radiales más el peso de la polea y el engrane, como se observa en la Figura 31-3.

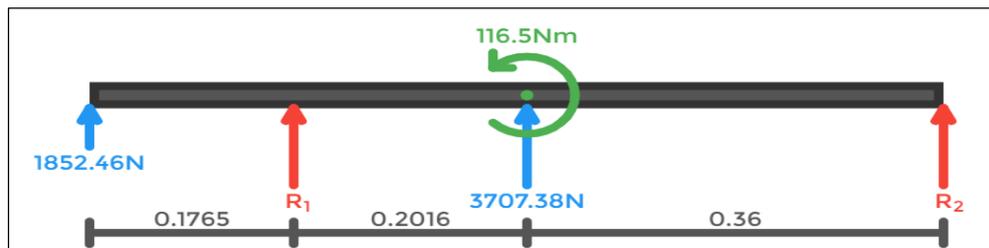


Figura 31-3: Diagrama de cuerpo libre plano X-Y.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- Diagrama de momento

Mediante este diagrama se obtiene el momento máximo como se observa en la Figura 32-3.

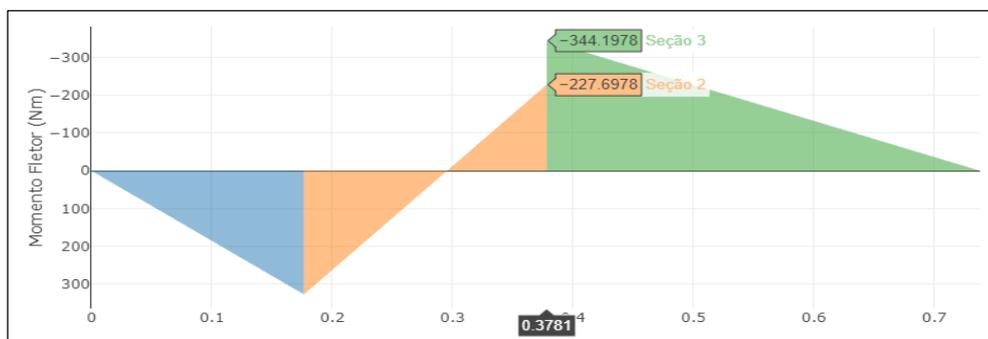


Figura 32-3: Diagrama de momento plano X-Y

Realizado por: (Vásconez, 2022)

$$M_1 = 344.19 \text{ N.m}$$

Diagrama de cuerpo libre plano x-z

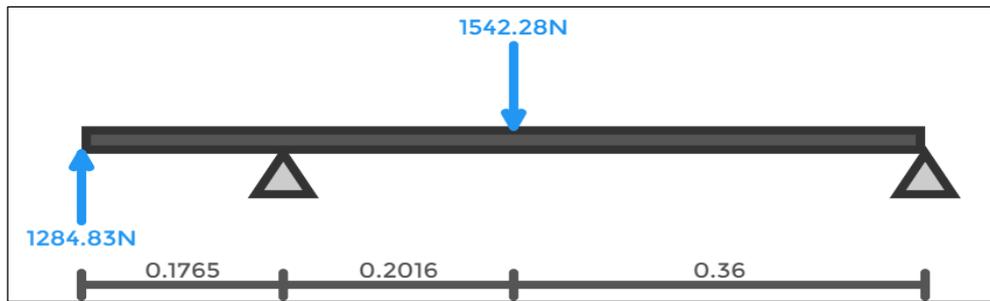


Figura 33-3: Diagrama de cuerpo libre plano X-Z

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Como se observa en la Figura 33-3, se aplican las cargas presentes en el eje Z.

- Diagrama de momento

Como se observa en la Figura 34-3, se utiliza el diagrama para obtener el momento máximo.

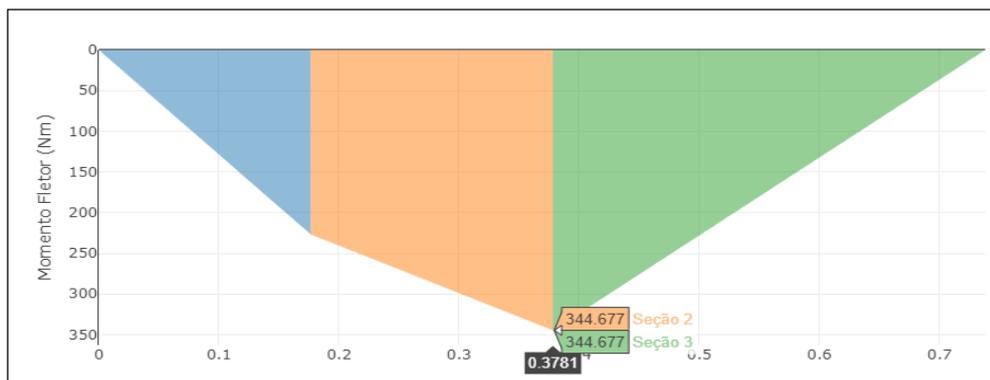


Figura 34-3: Diagrama de momento plano X-Z

Realizado por: (Vásconez, 2022)

$$M_2 = 344.68 \text{ N.m}$$

Cálculo del momento equivalente

El momento máximo se encuentra en la posición del engrane, se aplica la ecuación (77) para obtener el momento resultante.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (77)$$

$$M = \sqrt{344.19^2 + 344.68^2}$$

$$M = 487.10 \text{ N.m}$$

Cálculo del diámetro requerido

Se requiere un factor mínimo de $n = 2$

$$kf = 1.6$$

$$kfs = 1.4$$

$$k = 0.6$$

$$Se' = 0.29 * Sut$$

Propiedades del acero AISI 4140

$$Sy = 421 \text{ MPa}$$

$$Sut = 655 \text{ MPa}$$

$$Se = k * Se'' = 0.6 * 0.5 * 655 \text{ MPa} = 94.975 \text{ MPa}$$

Para determinar el diámetro mínimo requerido, se aplica la ecuación (78)

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left[4 * \left(\frac{kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 * \left(\frac{kfs * \tau m}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (78)$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 * \left(\frac{1.6 * 487.10}{94.975 \times 10^6} \right)^2 + 3 * \left(\frac{1.4 * 203.45}{421 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 55.13 \text{ mm}$$

Para el presente proyecto se trabajará con un diámetro de 57.4 mm para el engrane, dando como resultado un factor de seguridad de $n = 2.44$, lo cual es mayor para el factor de seguridad requerido, por lo tanto, el diseño cumple con los requerimientos.

Para mejor interacción con el software de diseño el valor de los diámetros en mm le transformamos en pulgadas. Teniendo como diámetro crítico 2.26 in, como se aprecia en la Figura 35-3.

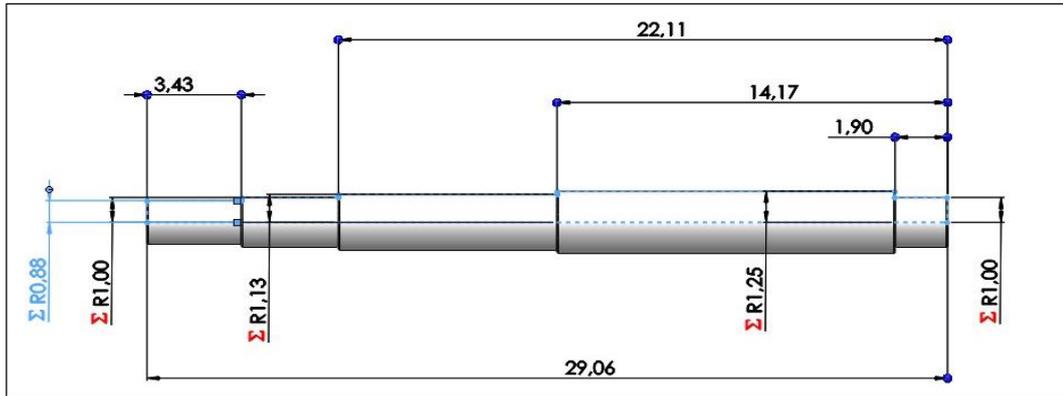


Figura 35-3: Diseño del eje 1 - pulgadas

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- **EJE 2**

Fuerzas presentes en engrane helicoidal

Peso del engrane, $W_G = 178.342 N$

Se las calculo previamente.

- Fuerza tangencial

$$F_T = 3669.69 N$$

- Fuerza radial

$$F_R = 1542.28 N$$

- Fuerza axial

$$F_a = 2118.69 N$$

$$M = 116.5 N.m$$

Cálculo Fuerzas presentes en el piñón helicoidal

Peso del engrane, $W_p = 35.90 N$

- Fuerza tangencial

$$F_T = 6938.28 N$$

- Fuerza radial

$$F_R = 2915.99 N$$

- Fuerza axial

$$F_a = 4005.81 \text{ N}$$

$$M = 234.94 \text{ N.m}$$

Cálculo del momento flector

- Diagrama de cuerpo libre plano x-y

Las cargas aplicadas serán las fuerzas radiales más el peso de los engranes, que se encuentran en el eje Y, como se puede apreciar en la Figura 36-3

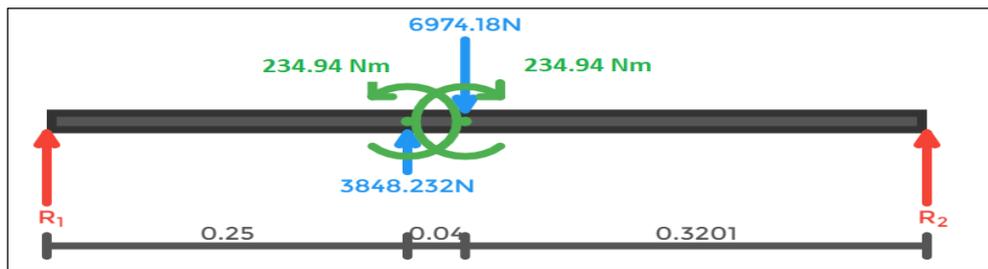


Figura 36-3: Diagrama de cuerpo libre plano X-Y

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- Diagrama de momento

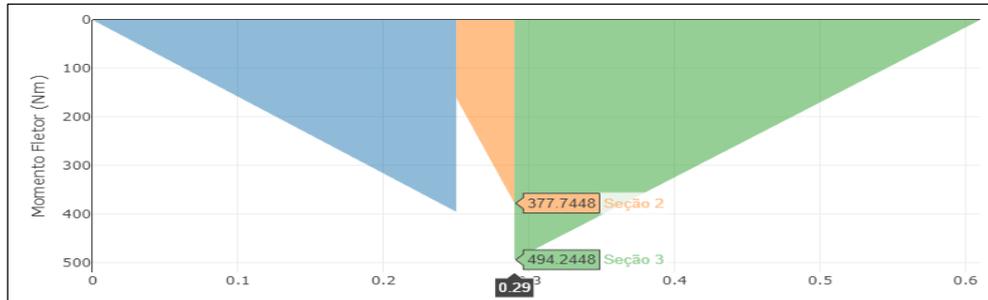


Figura 37-3: Diagrama de momento plano X-Y

Realizado por: (Vásconez, 2022)

De la Figura 37-3, se aprecia el diagrama de momento; del cual se obtiene el dato de momento máximo.

$$M_1 = 494.24 \text{ N.m}$$

- Diagrama de cuerpo libre plano x-z

Como se aprecia en la Figura 38-3, se encuentran presentes las cargas presentes en el eje Z.

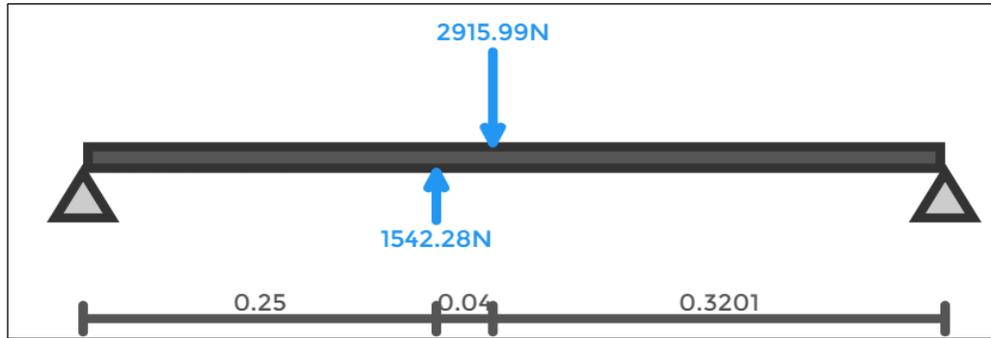


Figura 38-3: Diagrama de cuerpo libre plano X-Z.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- Diagrama de momento

Del diagrama de momento se toma el momento máximo, como se aprecia en la Figura 39-3.

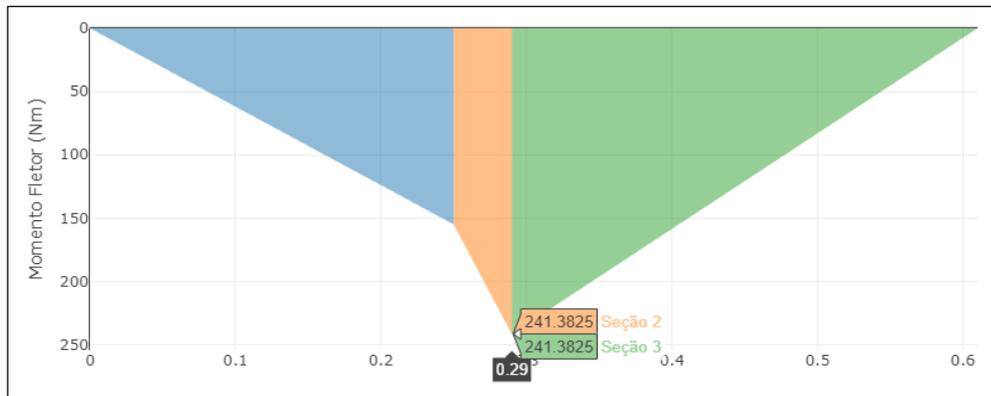


Figura 39-3: Diagrama de momento plano X-Z

Realizado por: (Vásconez, 2022)

$$M_2 = 241.38 \text{ N.m}$$

Cálculo del momento equivalente

El momento máximo se encuentra en la posición del engrane, para determinar el valor del momento resultante se utiliza la ecuación (79)

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (79)$$

$$M = \sqrt{494.24^2 + 241.38^2}$$

$$M = 550.03 \text{ N.m}$$

Cálculo del diámetro requerido

Se requiere un factor mínimo de $n = 2$

$$kf = 1.6$$

$$kfs = 1.4$$

$$k = 0.6$$

$$Se' = 0.29 * Sut$$

Propiedades del acero AISI 4140

$$Sy = 421 \text{ MPa}$$

$$Sut = 655 \text{ MPa}$$

$$Se = k * Se'' = 0.6 * 0.5 * 655 \text{ MPa} = 94.975 \text{ MPa}$$

Para determinar el valor del diámetro mínimo requerido, se emplea la ecuación (80)

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left[4 * \left(\frac{kf * Ma}{Se} \right)^2 + 3 * \left(\frac{kfs * \tau m}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (80)$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 * \left(\frac{1.6 * 477.91}{94.975 \times 10^6} \right)^2 + 3 * \left(\frac{1.4 * 406.93}{421 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 57.05 \text{ mm}$$

Para el diseño de este eje se trabaja con un diámetro de 57.4 mm para el engrane, dando como resultado un factor de seguridad de $n = 2.12$, lo cual es mayor para el factor de seguridad requerido, por lo tanto, el diseño cumple con los requerimientos. Para mejorar la interacción con el software los diámetros los trabajaremos en pulgadas; como se observa la Figura 40-3.

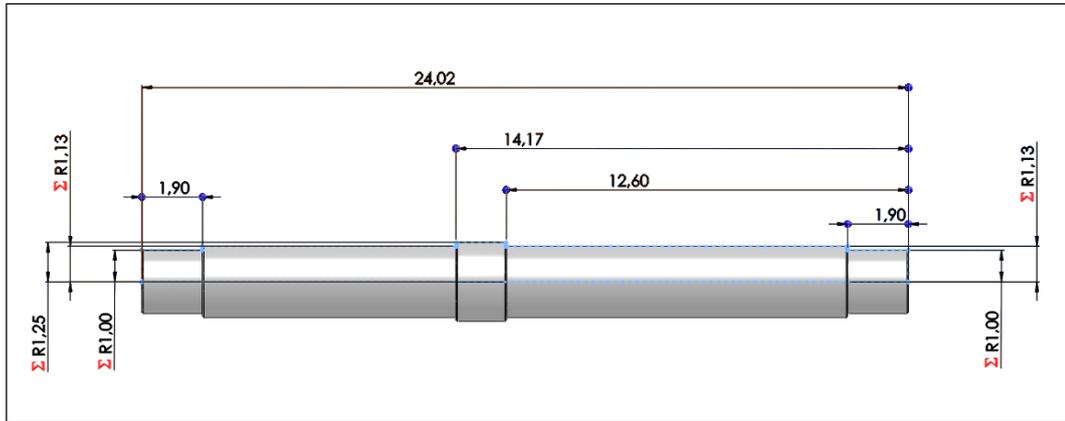


Figura 40-3: Diseño del eje 2 - pulgadas

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Luego de realizar los cálculos, se determina que los diámetros requeridos para el eje 3 y 4, son menores que los requeridos para el eje 1 y 2. Debido a que los dos primeros ejes son los puntos más críticos, se opta por utilizar el mismo diámetro de engrane y de rodamiento para los dos ejes restantes.

- EJE 3

Como se observa en la Figura 41-3, se tiene las dimensiones para diseñar el eje 3, donde se conecta el engrane y los rodamientos en pulgadas.

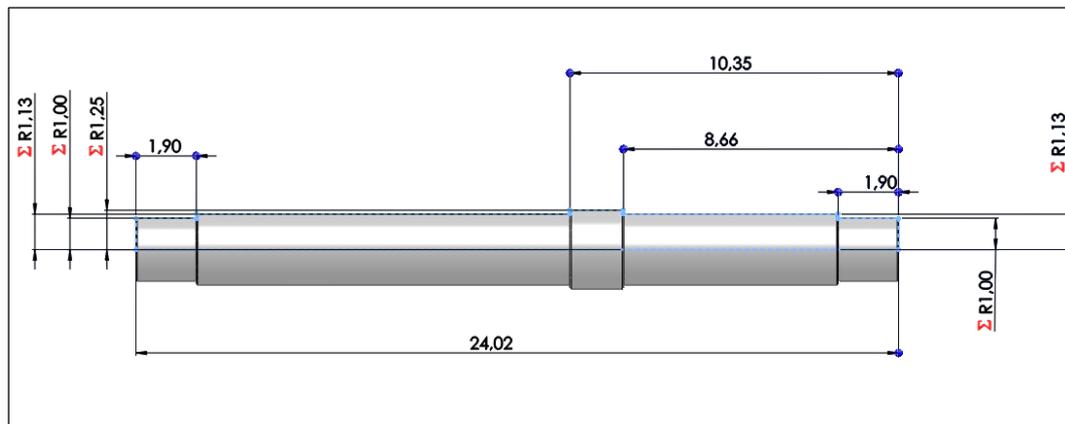


Figura 41-3: Diseño del eje 3 - pulgadas

Realizado por: (Vásconez, 2022)

- EJE 4

Las dimensiones para diseñar el eje 4, se lo tiene en la Figura 42-3.

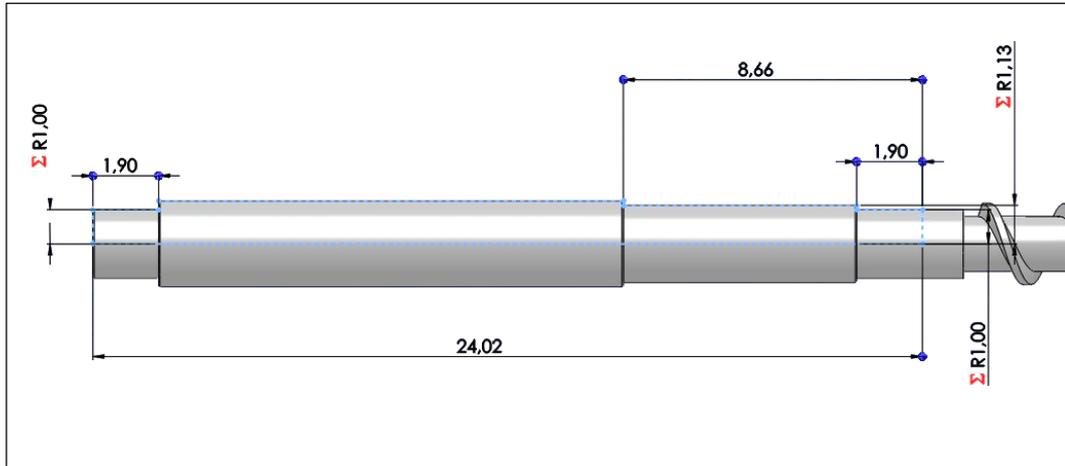


Figura 42-3: Diseño del eje 4 - pulgadas

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Resumen de los diámetros calculados

Tabla 47-3: Resumen de los diámetros de los elementos

ELEMENTO	MAGNITUD	UNIDAD
POLEA	1.76	in
PIÑÓN	2.26	in
ENGRANE	2.26	In
RODAMIENTOS	2	In

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Deformación máxima eje 1

Para determinar el valor de la deformación máxima de los ejes, aplicamos la ecuación (81)

$$y_{max} = 0.003 * L \quad (81)$$

$$y_{max} = 0.003 * 29.06 \text{ in}$$

$$y_{max} = 0.08718 \text{ in}$$

Deformación máxima eje 2, 3 y 4

$$y_{max} = 0.003 * 24.02 \text{ in}$$

$$y_{max} = 0.07206 \text{ in}$$

3.4.26 Selección de las chumaceras

Se calcula primeramente el rodamiento interior, para proceder a la selección de la chumacera. Para realizar estos cálculos usaremos los datos anteriormente calculados en la sección 3.4.18. Utilizando la mayor fuerza radial y axial de los ejes 1, 2, 3 y 4. Se tiene:

Carga radial máxima

$$F_r = 4488.57 \text{ N}$$

Carga axial

$$F_a = 6166.13 \text{ N}$$

Diámetro del eje: $2 \text{ in} = 50.8 \text{ mm}$

Velocidad: 700 rpm

Vida nominal (L_{10h}): 14000 horas

Este valor se obtuvo de las recomendaciones de la Tabla 48-3, planteadas por (Budynas y Nisbett, 2014), donde la aplicación que se le da a la máquina es de un servicio de operación confiable.

Tabla 48-3: Recomendaciones de vida para cojines dependiendo de su aplicación

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2014)

Punto 1

Se utiliza rodamientos rígidos de bolas.

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{\frac{3}{10}}$$

Donde:

f_n : Factor de velocidad

n : Velocidad de giro (rpm)

$$f_n = \left(\frac{33.3}{700}\right)^{\frac{3}{10}}$$

$$f_n = 0.4010$$

- Factor de vida

$$f_h = \left(\frac{L_{10h}}{500}\right)^{\frac{3}{10}}$$

Donde:

f_h : Factor de vida

L_{10h} : Vida nominal

$$f_h = \left(\frac{14000}{500}\right)^{\frac{3}{10}}$$

$$f_h = 2.7173$$

Capacidad básica de carga dinámica

$$C_r = \frac{f_h}{f_n} * P$$

Donde:

C_r : Capacidad básica de carga dinámica

P : Fuerza radial en el cojinete (N)

f_h : Factor de vida

f_n : Factor de velocidad

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{6.16}{4.48} = 1.375 > e$$

Se selecciona el rodamiento **Rígido de Bolas 6410**, de la Tabla 49-3, catálogo de rodamientos ofrecido por (SKF, 2019)

Tabla 49-3: Capacidad de carga de rodamiento de rodamiento rígido de bolas

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad (límite ¹)		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
50 cont.	110	27	65	38	1,6	13 000	6 700	1,1	▶ 6310-2Z	6310-Z
	110	40	61,8	38	1,6	-	4 300	1,6	62310-2RS1	-
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410	-

Fuente: (SKF, 2019)

$$f_o = 12.5$$

$$C_{or} = 10.5$$

$$C_r = 87.1 \text{ kN}$$

$$\frac{f_o * F_a}{C_{or}} = 1.55$$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.41$$

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$$P = 11.19 \text{ kN}$$

$$C' = \frac{2.71}{0.4} * 11.19 \text{ kN}$$

$$C' = 75.81 \text{ kN}$$

$$C' < C_r \quad \text{Cumple}$$

Para el punto 1 de los ejes se colocará Rodamientos Rígidos de Bolas 6410 con capacidad de carga $C_r = 87.1 \text{ kN}$, debido a que soporta carga axial y radial. Datos tomados del (ANEXO L: RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS-SKF). Como se observa el valor de capacidad de carga es mayor al calculado, por ende, la selección es correcta.

Punto 2

Se utiliza rodamiento de rodillos cilíndricos.

- Factor de velocidad

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{700}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = 0.3623$$

- Factor de vida

$$f_h = \left(\frac{L_{10h}}{500}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_h = \left(\frac{14000}{500}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_h = 3.0365$$

Capacidad básica de carga dinámica

$$C' = \frac{f_h}{f_n} * P$$

$$C' = \frac{3.0365}{0.3623} * 4.48 \text{ Kn}$$

$$C' = 37.54 \text{ kN}$$

Se selecciona el rodamiento **Rodillos Cilíndricos UN 210 ECP**, de la Tabla 50-3, catálogo de rodamientos ofrecido por (SKF, 2019)

Tabla 50-3: Capacidad de carga del rodamiento de rodillos cilíndricos

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
50	80	16	46,8	56	6,7	9 500	9 500	0,27	▶ NU 1010 ECP	-
	90	20	73,5	69,5	8,8	8 500	9 000	0,47	▶ NU 210 ECP	J, M, ML, PH
	90	20	73,5	69,5	8,8	8 500	9 000	0,48	N 210 ECP	M

Fuente: (SKF, 2019)

$$C_r = 73.5 \text{ kN}$$

$$C' < C_r \quad \text{Cumple}$$

Se recomienda utilizar rodamiento de rodillos cilíndricos NU310, con capacidad de carga $C_r = 73.5 \text{ kN}$, datos tomados del (ANEXO M: RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS – SKF). Como se observa el valor de capacidad de carga es mayor al calculado, por ende, la selección es correcta.

3.4.27 Selección de tornillos y pernos

Los tornillos son elementos compuesto de hélices enrollados sobre una superficie plana cilíndrica como se observa en la Figura 43-3, que se utiliza para asegurar componentes de las máquinas, estos son fabricados en acero de medio carbono, revenido y templado. Estos elementos se encuentran sometidas a cargas variables combinadas. (Vanegas Useche 2018).

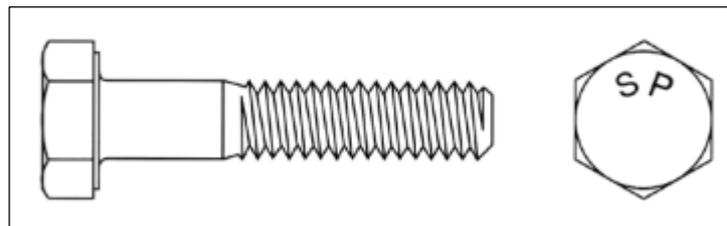


Figura 43-3: Configuración del perno

Fuente: (SODIPER, 2017)

La selección de pernos se los realizo utilizando catálogo de tornillería SODIPER, en el apartado de elementos de sujeción industrial, que se respaldan en la norma ASTM. Gracias a esto se certifica que las conexiones de los componentes sean los correctos y asegurar el correcto funcionamiento de la máquina. Ver (ANEXO N: CATALOGO DE TORNILLOS)

3.5 Sistema de calefacción

3.5.1 Potencia Requerida

Se obtiene la potencia máxima que requiere la máquina extrusora para ejecutar el proceso mediante cálculos térmicos y la distribución más factible de estas a través del largo del husillo. Previamente se definió la temperatura de 260°C a la que se debe extruir los plásticos y los neumáticos se trabaja a una temperatura de 160°C y 200°C, a estos grados de temperatura se debe conseguir que lleguen las paredes del cilindro. Para realizar este cálculo, se trabaja con la temperatura de extrusión del plástico por ser la más alta. Se debe tomar en cuenta que la potencia está en función del calor necesario que se necesita para realizar la extrusión, se considera también que el cilindro se calienta de manera gradual, acorde las resistencias transfieren el calor al husillo y cilindro (Proaño, 2013)

Para determinar la potencia requerida para la máquina se necesita determinar el coeficiente de transferencia de calor.

3.5.1.1 Coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor, resulta de la adición del coeficiente de convección y radiación según (Cengel y Ghajar, 2011), como se aprecia en la ecuación (82)

$$h = h_c + h_r \quad (82)$$

Donde:

h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección

h_r : coeficiente de transferencia de calor por radiación

- Coeficiente de transferencia de calor por convección

Para determinar el valor del coeficiente se calcula la temperatura media de la película, mediante la ecuación (83)

$$T_f = \frac{T_s + T_a}{2} \quad (83)$$

Donde:

$T_s = 260 \text{ °C} = 533.15 \text{ °K}$: Temperatura del material

$T_a = 20 \text{ °C} = 293.15 \text{ °K}$: Temperatura ambiente

$$T_f = \frac{260^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 140^\circ\text{C} = 413.15^\circ\text{K}$$

Con el valor de esta temperatura se determina las propiedades del aire del (ANEXO O: PROPIEDADES DEL AIRE)

Número de Prandtl $Pr = 0.7041$

Viscosidad cinemática $\gamma = 2.745 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Conductividad térmica $k = 0.03374 \text{ w/m}^\circ\text{K}$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{413.15} = 2.42 \times 10^{-3}$$

Número de Grashof, se lo determina mediante la ecuación (84)

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\gamma^2} \quad (84)$$

$$Gr = \frac{2.42 \times 10^{-3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * (533.15 - 293.15)^\circ\text{K} \cdot (0.08576 \text{ m})^3}{(2.745 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr = 4.86 \times 10^5$$

Con el número de Grashof calculado se determina el número de Nusselt, aplicando la ecuación (85)

$$Nu = \left(0.6 + 0.387 \left(\frac{Pr \cdot Gr}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{16}{9}}} \right)^{\frac{1}{6}} \right)^2 \quad (85)$$

$$Nu = \left(0.6 + 0.387 \left(\frac{0.7041 * 4.86 \times 10^5}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{0.7041} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{16}{9}}} \right)^{\frac{1}{6}} \right)^2$$

$$Nu = 14.15$$

Con el valor obtenido del número de Nusselt, utilizamos la ecuación (86) de convección libre, despejamos el coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$Nu = \frac{h_c \cdot D}{k} \quad (86)$$

$$h_c = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$h_c = \frac{14.15 * 0.03374 \text{ w/m } ^\circ K}{0.08576 \text{ m}}$$

$$h_c = 5.56 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K}$$

- **Coefficiente de transferencia de calor por radiación**

Para determinar el coeficiente por radiación, se aplica la ecuación (87)

$$h_r = \frac{\epsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4)}{(T_s - T_a)} \quad (87)$$

Donde:

$\epsilon_1 = 0.865$: Emisividad del acero

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K^4}$: Constante de Stefan Boltzman

$$h_r = \frac{0.865 * 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K^4} * (533.15^4 - 293.15^4) ^\circ K^4}{(533.15 - 293.15) ^\circ K}$$

$$h_r = 15 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (82), se tiene:

$$h = 5.56 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K} + 15 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$h = 20.56 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ K}$$

- **Pérdidas por conducción**

Se pierde calor del cilindro en los contactos como la tolva, el soporte, el husillo; para el presente diseño se redujo los contactos del cilindro a lo mínimo, debido a esto se desprecia perdidas por conducción (Proaño, 2013)

- **Pérdidas por radiación**

Estas pérdidas se determinan con la ecuación (88)

$$qr = A \cdot h_r \cdot (T_s - T_a) \quad (88)$$

Donde:

A: área de la sección transversal (m^2)

$$A = \pi * 0.08576 \text{ m} * 1 \text{ m}$$

$$A = 0.26942 \text{ m}^2$$

$$qr = 0.26942 \text{ m}^2 * 15 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}} * (533.15 - 293.15)^\circ\text{K}$$

$$qr = 969.91 \text{ w}$$

- **Pérdidas por convección**

El valor de las pérdidas por convección se determina mediante la ecuación (89)

$$qc = A \cdot h_c \cdot (T_s - T_a) \quad (89)$$

$$qc = 0.26942 \text{ m}^2 * 5.56 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}} * (533.15 - 293.15)^\circ\text{K}$$

$$qc = 359.51 \text{ w}$$

- **Incremento de la energía interna de la materia prima**

Se refiere a la potencia necesaria para poder elevar la temperatura del material con el que se va a trabajar. Se define mediante la ecuación (90)

$$Esp = C_p * \dot{m} * (T_s - T_a) \quad (90)$$

Donde:

$$\dot{m} = 58.72 \frac{kg}{h} = 0.0163 \frac{kg}{s}$$

Calor específico del PET

$$C_p = 1.275 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} \quad (\text{Material Properties 2017})$$

$$Esp = 1.275 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} * 0.0163 \frac{kg}{s} * (533.15 - 293.15)^\circ K$$

$$Esp = 4987.8 \text{ w}$$

- Calor necesario para calentar el cilindro

El calor necesario se lo obtiene mediante la potencia, se necesita calcular el calor que necesita el cilindro para poder fundir la materia prima. Se lo obtiene al aplicar la ecuación (91)

$$Q_{cond} = \frac{T_s - T_a}{\frac{\ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}} \quad (91)$$

Donde:

$L = 0.0127 \text{ m}$: Ancho del cilindro

K : Conductividad térmica del material ($\text{w/m } ^\circ K$)

K (Acero aleado al cromo) = $52 \frac{\text{w}}{\text{m } ^\circ K}$ (ANEXO P: PROPIEDADES ACERO)

$$Q_{cond} = \frac{(533.15 - 293.15)^\circ K}{\frac{\ln\left(\frac{0.04288}{0.03018}\right)}{2 * \pi * 52 \frac{\text{w}}{\text{m } ^\circ K} * 0.0127\text{m}}}$$

$$Q_{cond} = 2835.38 \text{ w}$$

- Potencia requerida

Se obtiene al sumar todos los calores necesarios y las perdidas. Se aplica la ecuación (92) para obtener la potencia total requerida.

$$P_{tr} = Q_{cond} + Esp + qc + qr \quad (92)$$

$$P_{tr} = 2835.38 \text{ w} + 4987.8 \text{ w} + 359.51 \text{ w} + 969.91 \text{ w}$$

$$P_{tr} = 9152.6 \text{ w}$$

Para el presente proyecto se utilizará 16 resistencias, por lo cual cada resistencia necesitará una potencia de 572.04 W.

3.5.2 *Temperatura Requerida en las resistencias*

3.5.2.1 *Proceso de extrusión de Plástico*

Con el calor requerido calculado, se procede a determinar el valor de la temperatura a la cual debe estar la fuente de calor para que el proceso este a la temperatura de 260 °C, esto se realiza por medio de conducción térmica, para este cálculo aplicamos la ecuación (93), planteada por (Cengel y Ghajar, 2011)

$$Q = K * A * \frac{T - T_s}{L} \quad (93)$$

Donde:

Q : calor requerido (w)

K : conductividad térmica del material (w/m °K)

A : área de la sección transversal (m^2)

L : ancho del material (m)

$$9152.6 \text{ W} = 52 \frac{\text{w}}{\text{m} \cdot \text{°K}} * 0.26942 \text{ m}^2 * \frac{T - 533.15 \text{ K}}{0.0127 \text{ m}}$$

$$T = 541.45 \text{ °K} = 268.29 \text{ °C}$$

3.5.2.2 *Proceso de extrusión de Caucho*

Se obtiene mediante la ecuación (93) la temperatura a la que debe estar la fuente de calor. En las zonas de alimentación y compresión el proceso se realiza a 160 °C, las resistencias están a la

temperatura $T = 441,45 \text{ }^\circ\text{K} = 168.3 \text{ }^\circ\text{C}$. En la zona de dosificación el proceso se ejecuta a $200 \text{ }^\circ\text{C}$, la fuente de calor está a la temperatura de $T = 481,45 \text{ }^\circ\text{K} = 208.3 \text{ }^\circ\text{C}$

3.5.3 *Tiempo de calentamiento*

Para determinar el tiempo necesario para que la resistencia lleve al cilindro y al material al punto de fusión, se calcula la cantidad de calor necesaria mediante la masa, empleando la ecuación (94)

$$Q = Cp * m * (T_s - T_a) \quad (94)$$

Donde:

m : Masa del material a extruir, dentro del cilindro.

Volumen de material

$$V = V_{cilindro} - V_{husillo}$$

$V_{husillo} = 0.00251 \text{ m}^3$: Valor tomado de SolidWorks

$V_{cilindro} = 0.003433 \text{ m}^3$

$$V = 0.003433 - 0.00251 \text{ m}^3$$

$$V = 0.000917 \text{ m}^3$$

$\rho = 1390 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, Densidad del PET

$$m = \rho * V$$

$$m = 1390 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.000917 \text{ m}^3$$

$$m = 1.275 \text{ kg}$$

Se reemplaza el valor de la masa en la ecuación (94) para determinar la cantidad de calor.

$$Q = 1.275 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} * 1.275 \text{ kg} * (533.15 - 293.15)^\circ\text{K}$$

$$Q = 390150 \text{ J}$$

Para determinar el tiempo de calentamiento, aplicamos la ecuación (95)

$$t = \frac{Q}{P} \quad (95)$$

Donde:

$P = 24.85 \text{ w}$: Potencia disipada por la resistencia al trabajar con una fuente de 240 V. Se realiza el cálculo para las 16 resistencias a usar.

$$t = \frac{390150 \text{ J}}{16 * 24.85 \text{ w}}$$

$$t = 981.26 \text{ s}$$

3.5.4 Selección de las resistencias eléctricas

Las resistencias eléctricas para utilizar en el presente proyecto son de tipo abrazadera, debido a que deben tener una buena sujeción a las paredes externas del cilindro para tener una buena conducción de calor. Con el valor de calor calculado, se debe seleccionar resistencias eléctricas que sobre pasen los 572.04 w para que tenga un buen trabajo y con el diámetro exterior del cilindro que es de 85.76 mm, se procede a la selección de la resistencia de la Tabla 51-3.

Para nuestro proyecto se selección una resistencia tipo abrazadera de diámetro de 90 mm y longitud de 60 mm, como se puede observar tiene una potencia de 845 w, que nos indica que cumple con la potencia requerida. La temperatura máxima de trabajo de este tipo de abrazadera es de 700 °C.

En este caso para la longitud disponible del cilindro de 1000 mm, usaremos 16 resistencias colocadas en serie con intervalos de 1 mm.

Tabla 51-3: Resistencias tipo abrazadera estándar y potencia

		LONGITUD								
		20	25	30	35	40	45	50	55	60
Ø	60	190	235	280	330	375	425	470	515	565
	65	205	255	305	355	410	460	510	560	610
	70	220	275	330	385	440	495	550	605	660
	75	235	295	350	410	470	530	590	645	705
	80	250	315	375	440	500	565	630	690	755
	85	265	335	400	465	535	600	670	735	800
	90	280	350	425	495	565	635	705	775	845
	95	300	370	445	520	595	670	745	820	895
	100	315	390	470	550	630	705	785	865	940

Fuente: (TOPE, 2014)

3.5.5 Sistema de ventilación

Para determinar la cantidad de calor a disipar, se debe determinar el caudal necesario para disminuir la temperatura.

3.5.5.1 Flujo de aire requerido

El caudal de aire requerido, se lo calcula a la cantidad de calor a disipar, como es el calor por conducción, convección y radiación. El valor se lo obtiene al aplicar la ecuación (96)

$$Q_{\text{ventilación}} = \frac{Q_{\text{cond}} + q_c + q_r}{\rho_{\text{aire}} \cdot C_{p_{\text{aire}}} \cdot (T_s - T_a)} \quad (96)$$

Donde:

$\rho_{\text{aire}} = 1.13 \text{ kg/m}^3$: densidad del aire.

$C_{p_{\text{aire}}} = 1010 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$: calor específico del aire.

$T_s = 260 \text{ } ^\circ\text{C} = 533.15 \text{ } ^\circ\text{K}$: temperatura en el interior del cilindro.

$T_a = 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 293.15 \text{ } ^\circ\text{K}$: temperatura exterior, a ambiente.

$$Q_{\text{ventilación}} = \frac{2835.38 \text{ w} + 359.51 \text{ w} + 969.91 \text{ w}}{1.13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1010 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} * (533.15 - 293.15) ^\circ\text{K}}$$

$$Q_{\text{ventilación}} = 0.01520 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 54.73 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

3.5.5.2 Selección del ventilador.

Con el valor de caudal de ventilación obtenido, se seleccionó el ventilador apropiado del catálogo de ventiladores centrífugos portátiles del (ANEXO Q: VENTILADOR STARTECH) propuesto por (STARTECH, 2020). El modelo seleccionado para el presente proyecto es FAN12025PWM que ofrece un caudal de aire de $273 \text{ m}^3/\text{h}$.

3.5.6 Selección de termocuplas

Se debe incorporar una termocupla en la máquina para medir la temperatura a la que llegan el cilindro, estos elementos tienen la capacidad de aplicar el efecto Seebeck, que trata de transformar la diferencia de temperatura en una diferencia de tensión eléctrica siendo proporcional a esta. Su estructura consiste en dos metales distintos, que se encuentran unidos en sus extremos a un termopar. Existe una gran variedad de termocuplas como se muestra en la Tabla. 52-3.

Tabla 52-3: Tipos de termocuplas

Calibración	Elemento Positivo	Elemento Negativo	Rango de temperatura habitual	Línea de error estándar (elija la más grande)	Línea de error especial (elija la más grande)
Tipo T	Cobre	Constantan	-200°C~0°C	+/-1°C ou +/-1,5%	--/--
Tipo T	Cobre	Constantan	0°C~370°C	+/-1°C ou +/-0,75%	+/-0,5°C ou +/-0,4%
Tipo J	Hierro	Constantan	0°C~760°C	+/-2,2°C ou +/-0,75%	+/-1,1°C ou +/-0,4%
Tipo E	Cromel	Constantan	0°C~870°C	+/-1,7°C ou +/-0,5%	+/-1,0°C ou +/-0,4%
Tipo K	Cromel	Alumel	0°C~1260°C	+/-2,2°C ou +/-0,75%	+/-1,1°C ou +/-0,4%

Fuente: (ALUTAL, 2016)

Para las industrias de la transformación de plásticos y caucho, como es la extrusión, se utilizan en su gran mayoría las termocuplas de tipo J. Basándonos en la recomendación para nuestro proyecto haremos uso de la termocupla antes mencionada.

Para realizar las tomas de datos de la temperatura necesitamos un componente donde se conecten las termocuplas, en este caso utilizaremos como equipo un Controlador de temperatura digital del fabricante Electric Option, el modelo seleccionó un Controlador Digital EO-CT9648-PDRS. El modelo seleccionado tiene compatibilidad con la termocupla seleccionada, como se aprecia en la Tabla 53-3.

Tabla 53-3: Tipos de entrada del controlador digital EO-CT9648-PDRS

Especificaciones de Entrada y rango de medición		
Tipo de Entrada	Código	Rango de Medición
Termocupla	K	-50 - +1350°C
	S	-50 - +1750°C
	E	-50 - +800°C
	J	50 - +1000°C

Fuente: (ELECTRIC-OPTION, 2020)

El equipo seleccionado tiene la capacidad de medir que la temperatura este dentro del rango requerido por su conectividad a la termocupla Tipo J. Cuando la temperatura sobre pase el nivel de los 260 °C cuándo se realice la extrusión de plástico y 160 °C - 200 °C en el proceso del caucho, se encenderá la alarma del controlador para aplicar refrigeración para volver a la temperatura deseada.

3.6 Obtención de los agregados

Los agregados obtenidos tendrán varias aplicaciones, la principal es utilizarlos como materia prima para la elaboración de bloques, debido a que este material mejora las propiedades mecánicas, acústicas, y térmicas. Una gran ventaja de utilizar estos agregados es la reducción del peso del bloque, volviéndole más ligero.

En la actualidad existen varios proyectos centrados en la fabricación de este tipo de bloques, el diseño de la máquina extrusora se basó en el estudio realizado por (Angumba, 2016). Según (Angumba, 2016) en el país aún no existe normativa para la fabricación de este tipo de bloques, y para la fabricación de estos elementos se ocupó el proceso similar al de un hormigón tradicional, pero reemplazando un porcentaje de áridos por los agregados de plástico y caucho.

Lo agregados obtenidos deben tener gran semejanza a los áridos a reemplazar, por lo que (Angumba, 2016) sometió la materia prima a ensayos de granulometría. El agregado fino debe estar en los limites fino y grueso, teniendo una granulometría adecuada. Para ello el material se sometió a prueba de tamices según la Norma ASTM E11, utilizando los tamices estandarizados, como se denota en la Tabla 54-3.

Tabla 54-3: Dimensiones nominales y variaciones permisibles para tamices

Número o Tamaño del Tamiz	Abertura del Tamiz		203 mm. (8 pulg.) Diámetro	305 mm. (12 pulg.) Diámetro
	Estándar (mm.)	Alternativo (in.)		
Serie Finas				
1/4 pulg.	6,3 mm	0,250	E179-5000	E179-5800
No. 3-1/2	5,6 mm	0,223	E179-5010	E179-5810
No. 4	4,75 mm	0,187	E179-5020*	E179-5820
No. 5	4,00 mm	0,157	E179-5030	E179-5830
No. 6	3,35 mm	0,132	E179-5040	E179-5840
No. 7	2,80 mm	0,111	E179-5050	E179-5850
No. 8	2,36 mm	0,0937	E179-5060*	E179-5860
No. 10	2,00 mm	0,0787	E179-5070	E179-5870
No. 12	1,70 mm	0,0661	E179-5080	E179-5880
No. 14	1,40 mm	0,0555	E179-5090	E179-5890
No. 16	1,18 mm	0,0469	E179-5100*	E179-5900
No. 18	1,00 mm	0,0394	E179-5110	E179-5910
No. 20	850 μ m	0,331	E179-5120	E179-5920
No. 25	710 μ m	0,0278	E179-5130	E179-5930
No. 30	600 μ m	0,0234	E179-5140*	E179-5940
No. 35	500 μ m	0,0197	E179-5150	E179-5950
No. 40	425 μ m	0,0165	E179-5160	E179-5960
No. 45	355 μ m	0,0139	E179-5170	E179-5970
No. 50	300 μ m	0,0117	E179-5180*	E179-5980
No. 60	250 μ m	0,0098	E179-5190	E179-5990
No. 70	212 μ m	0,0083	E179-5200	E179-6000
No. 80	180 μ m	0,0070	E179-5210	E179-6010
No. 100	150 μ m	0,0059	E179-5220*	E179-6020
No. 120	125 μ m	0,0049	E179-5230	E179-6030
No. 140	106 μ m	0,0041	E179-5240	E179-6040
No. 170	90 μ m	0,0035	E179-5250	E179-6050
No. 200	75 μ m	0,0029	E179-5260*	E179-6060
No. 230	63 μ m	0,0025	E179-5270	E179-6070
No. 270	53 μ m	0,0021	E179-5280	E179-6080
No. 325	45 μ m	0,0017	E179-5290	E179-6090
No.400	38 μ m	0,0015	E179-5300	E179-6100

Fuente: (Bancut, 2016)

Obteniendo los resultados mostrados en la Tabla 55-3.

Tabla 55-3: Ensayo de granulometría de agregados plásticos y neumáticos

Tamiz #	Abertura mm.	Peso Reten. gr.	P.Ret.Acum. gr.	% Retenido	% Pasa
3/8"	9.5	0.00	0.00	0.00	100
N.4	4.75	0.58	0.58	0.92	99.08
N.8	2.38	25.71	26.29	41.73	58.27
N.16	1.19	31.41	57.80	91.75	8.25
N.30	0.59	4.27	62.07	98.52	1.48
N.50	0.30	0.47	62.78	99.27	0.73
N.100	0.15	0.24	62.78	99.65	0.35
Pasa #200		0.22			
Total		63.00			

Fuente: (Angumba, 2016)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Obteniendo como resultado final que se utilizara los agregados con diámetro de finura de 4.32 mm como se aprecia en la Tabla 56-3 y se utilizara el Tamiz N.4 según la Norma ASTM E11.

Tabla 56-3: Resultados obtenidos del ensayo de granulometría

Diámetro Efectivo	
D10	1.23 mm
Coeficiente de uniformidad	
Cu	2.01 mm
Coeficiente de curvatura	
Cc	0.95 mm
Módulo de finura	
MF	4.32 mm

Fuente: (Angumba, 2016)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Luego de analizar los resultados obtenidos, se determina que filamentos serán extruidos con un diámetro de 4.32 mm, para luego ser paletizados al mismo tamaño.

3.7 Sistema de control

La automatización de la máquina extrusora se realiza mediante logo, en el cual se realiza la programación para el control de la temperatura de las resistencias, temperatura de precalentamiento, acción del ventilador, sensor de la capacidad de la tolva, encendido, apagado y parada de emergencia.

La programación se inicia con la descripción de los elementos a automatizar de la máquina extrusora, puntualizando las entradas y salidas como se detalla en la Tabla 57-3.

Tabla 57-3: Entradas y salidas del logo.

Entradas	Salidas
Sensor Zona 1	Resistencias Zona 1
Sensor Zona 2	Ventilador Zona 1
Sensor Zona 3	Resistencias Zona 2
Inicio	Ventilador Zona 2
Paro	Resistencias Zona 3
Tolva	Ventilador Zona 3
Plástico	Motor
Caucho	Indicador Precalentamiento
	Indicador Extrusión

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Para el presente proyecto se utiliza Logo 8 SIEMENS, el modelo 6ED1055-4MH08-0BA1 como se observa en la Figura 44-3, debido a que la aplicación del extrusor es compleja se puede manejar con un controlador digital o un relé inteligente. En este caso el logo entra como un relé inteligente con características de PLC que cumplen todas las funciones para aprovechar al máximo el equipo, además de que su costo es menor que un equipo PLC. Los detalles del controlador se encuentran en el (ANEXO R: LOGO 8 SIEMENS).



Figura 44-3: Logo 8 Siemens TDE

Fuente: (SIEMENS, 2021)

La programación desarrollada para el funcionamiento de la máquina extrusora se encuentra en el (ANEXO S: PROGRAMACIÓN LOGO 8). Se utilizó la interfaz del software para visualizar la configuración de las temperaturas seteadas para extruir plástico como se observa en la Figura 45-3 y para el proceso del caucho como se observa en la Figura 46-3.

Z 1	↔	SF002 Z1 - Ax, amplif...	↗	SF009 - OFF	
		-500		260	
Z 2	↔	SF003 Z2 - Ax, ampli...	↗	SF011 - OFF	
		-500		260	
Z 3	↔	SF004 Z3 - Ax, ampli...	↗	SF013 - OFF	
		-500		260	
EXT : P L A S T I C O					
T O L V A C O N M A T R L					
		... SF019 - Hora actual			
		... 20:51:21 COT			

Figura 45-3: Programación de la temperatura de extrusión del plástico.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Z 1	↔	SF002 Z1 - Ax, amplif...	↗	SF010 - OFF	
		-500		160	
Z 2	↔	SF003 Z2 - Ax, ampli...	↗	SF012 - OFF	
		-500		160	
Z 3	↔	SF004 Z3 - Ax, ampli...	↗	SF014 - OFF	
		-500		200	
EXT : C A U C H O					
T O L V A C O N M A T R L					
		... SF020 - Hora actual			
		... 20:51:21 COT			

Figura 46-3: Programación de la temperatura de extrusión del plástico.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se controla la temperatura de calentamiento de la máquina extrusora, esto se lo realiza sin materia el interfaz se lo puede apreciar en la Figura 47-3.



Figura 47-3: Interfaz de temperatura de precalentamiento

Realizado por: (Vásconez, 2022)

De igual manera se puede visualizar el estado de encendido y apagado de la máquina extrusora, como el nivel de materia prima en la tolva si se encuentra llena o vacía como se observa en la Figura 48-3.

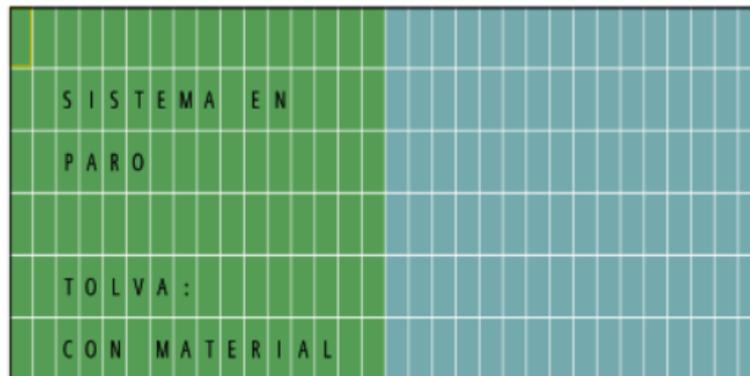


Figura 48-3: Interfaz de control de encendido, apagado y nivel de la tolva.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

3.8 Análisis de costos

Es de gran importancia el desarrollo de este análisis, para construir la máquina extrusora, detallando los costos directos y los costos indirectos. Los valores más detallados de cada componente se lo pueden revisar en el (ANEXO T: ANÁLISIS DE COSTOS)

3.8.1 Costos Directos

En ese apartado se encuentra detallado los costos de los materiales de construcción, componentes de la máquina extrusora, equipos a utilizar y mano de obra, como se aprecia en la Tabla 58-3.

Tabla 58-3: Costos Directos

Costos Directos	
Descripción	Valor Total
Costos de Material Mecánico	\$ 422.90
Sistema de transmisión	\$ 5,444.10
Sistema eléctrico y térmico	\$ 3,228.00
Componentes	\$ 495.00
Varios	\$ 300.00
Total	\$ 9,890.00

Fuente: (Vasconez, 2022)

Realizo por: (Vásconez, 2022)

3.8.2 Costos indirectos

Estos costos no están implicados en la fabricación de la máquina extrusora, están relacionados de forma indirecta con la producción, como se nota en la Tabla 59-3.

Tabla 59-3: Costos Indirectos.

Costos Indirectos	
Descripción	Valor Total
Ingenieriles	\$ 300.00
Total	\$ 300.00

Fuente: (Vasconez, 2022)

Realizo por: (Vásconez, 2022)

3.8.2.1 Costo total de la máquina extrusora.

El costo total de la máquina extrusora resulta de la suma de los costos directos e indirectos como se observa en la Tabla 60-3.

Tabla 60-3: Costo total de la máquina extrusora.

Costos Total	
Descripción	Valor Total
Costos Directos	\$ 9,890.00
Costos Indirectos	\$ 300.00
Total	\$ 10,190.00

Fuente: (Vasconez, 2022)

Realizo por: (Vásconez, 2022)

3.8.3 Análisis costo – beneficio

Para determinar el costo frente al beneficio, se establecen parámetros según (ESAN, 2017) donde:

$B/C > 1$: El beneficio supera al costo, determina que el proyecto es considerado porque nos da ganancias.

$B/C = 1$: El beneficio es igual al costo, por ende, el proyecto no traerá ganancias.

$B/C < 1$: El beneficio es menor al costo, no se tendrá ganancias en el proyecto, el cual no se debe considerar.

Adquirir filamento de calidad media como es de la marca Overture está alrededor de los (USD 5), mientras que el precio promedio de producción de filamento medio en el Ecuador ronda los (USD 1.50). En la Tabla 61-3 se muestra el análisis cuantitativo de adquirir filamento de calidad media y producir filamento en la máquina extrusora diseñada.

Tabla 61-3: Análisis Cuantitativo

Parámetros	Producción Propia	Filamento Overture
Producción de 2000 Kg mensual por 1 año	\$ 60,000.00	\$ 120,000.00
Consumo energético	\$ 6,000.00	
Máquina Extrusora	\$ 10,190.00	
Mantenimiento	\$ 500.00	
Total	\$ 76,690.00	\$ 120,000.00

Fuente: (Vasconez, 2022)

Realizo por: (Vásconez, 2022)

De la Tabla 61-3 se toma como valor neto (VAN) el costo anual de adquirir 2000 kg de fibra de calidad media de la marca Overture y como valor actual de inversión (VAP) se toma el costo total de la fabricación de la extrusora, mantenimiento, consumo energético y la producción anual de filamento. El resultado se obtiene con la ecuación (97)

$$BC = \frac{VAN}{VAP} \quad (97)$$

$$BC = \frac{120000}{75560}$$

$$BC = 1.56$$

La relación beneficio costo es mayor a 1, por ende, la construcción de la máquina extrusora es rentable, porque ofrece un gran beneficio la producción de filamento ante la adquisición de filamentos ofertados en el mercado.

CAPITULO IV

4 RESULTADOS

4.1 Simulación y validación

Se desarrolla un modelo computacional que se observa en la Figura 1-4, recrea las condiciones de funcionamiento de la máquina extrusora como el husillo, el sistema de transmisión y las condiciones térmicas a las que está sometida la máquina extrusora.

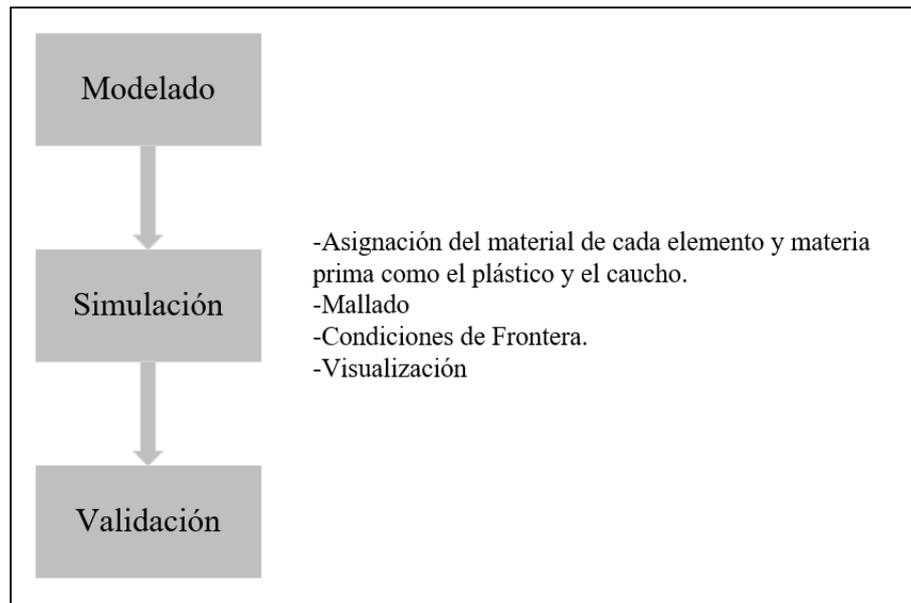


Figura 1-4: Procedimiento de simulación y validación de la máquina extrusora.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El modelado se realizó en SolidWorks considerando que la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo cuenta con la licencia del software, la simulación se ejecutó en el mismo software y así comparar simulaciones con en el software ANSYS el mismo que es muy utilizado debido a su precisión en la obtención de resultados.

4.1.1 Husillo

El desarrollo estático del husillo se trabajó bajo los siguientes parámetros:

- Material AISI 4140
- Sujeciones: ubicación de los rodamientos
- Fuerzas: peso propio del material, peso del engrane.
- Mallado: fino. Como se aprecia en la Figura 2-4.

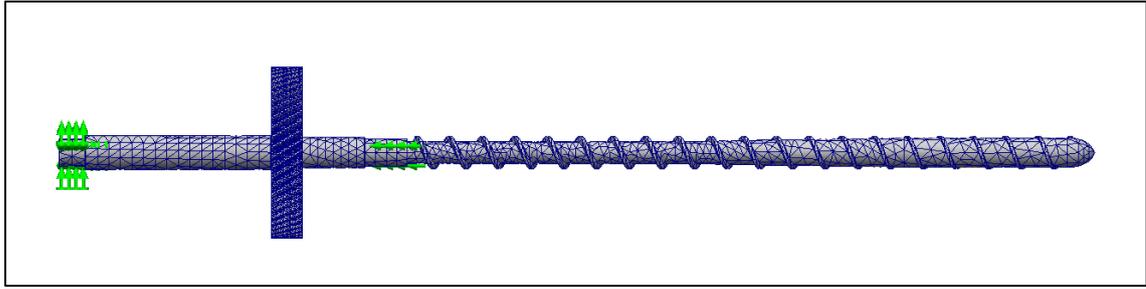


Figura 2-4: Parámetros para la simulación estática del husillo, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Luego de ejecutar la simulación se obtuvieron los siguientes resultados:

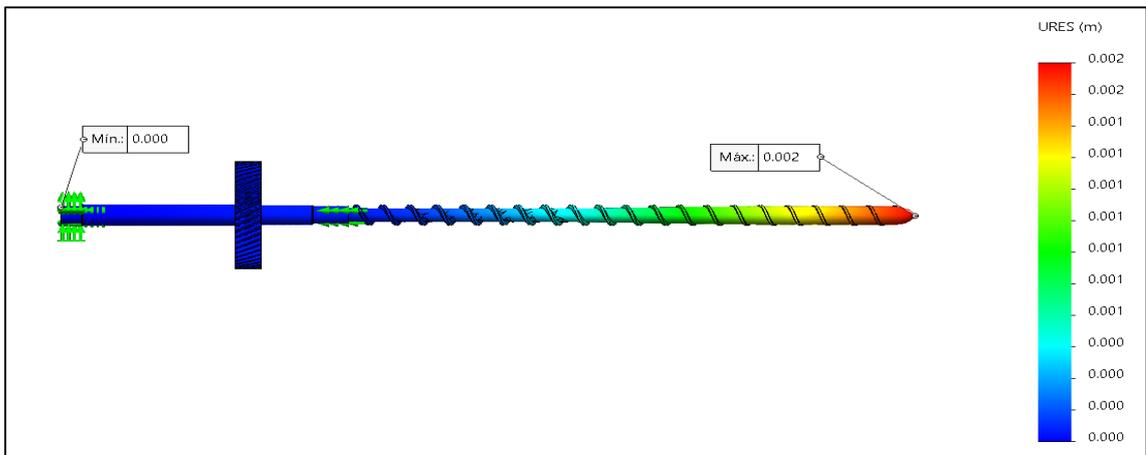


Figura 3-4: Deformación del Husillo, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Como se observa en la Figura 3-4, la deformación máxima del husillo se da en la zona de dosificación en donde se evidencia un mayor diámetro, por ende, se concentra más el peso obteniendo un valor de deformación de $2 \times 10^{-3} m$.

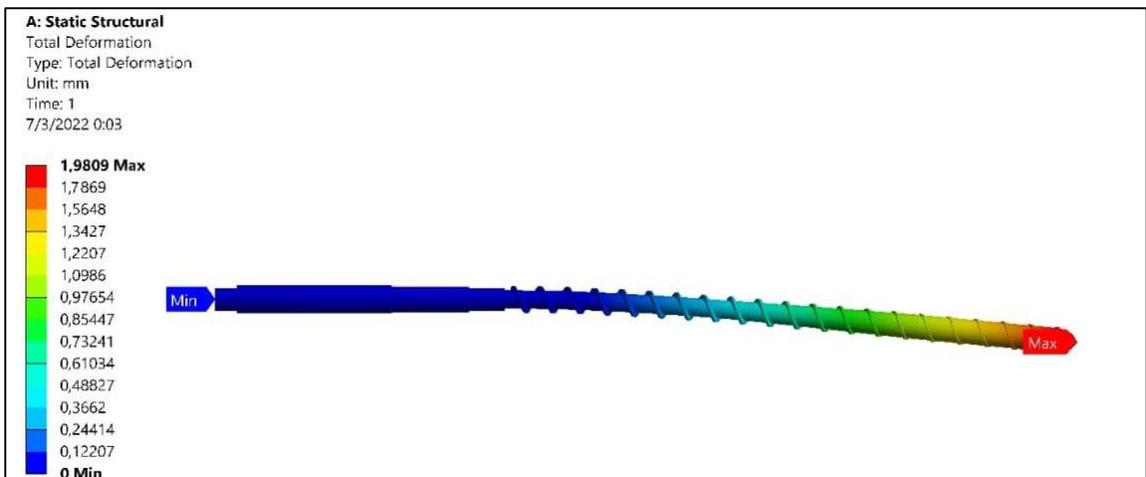


Figura 4-4: Deformación del husillo, ANSYS.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Con la simulación estática realizada en ANSYS, se obtuvo un valor de deformación de $1.98 \times 10^{-3} m$; como se aprecia en la Figura 4-4, la deformación se produce en la zona de dosificación por el mayor diámetro del husillo.

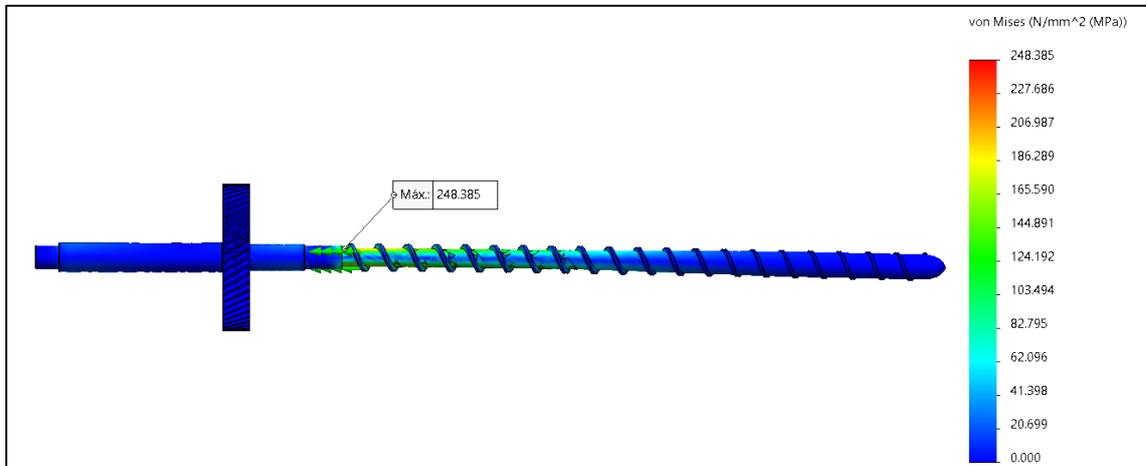


Figura 5-4: Esfuerzo de tensión, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El mayor esfuerzo se presenta en el acople del eje del sistema de transmisión junto con el husillo, como se observa en la Figura 5-4. Se tiene un esfuerzo máximo de $247. MPa$ debido a la unión de los dos ejes y por la variación de diámetros.

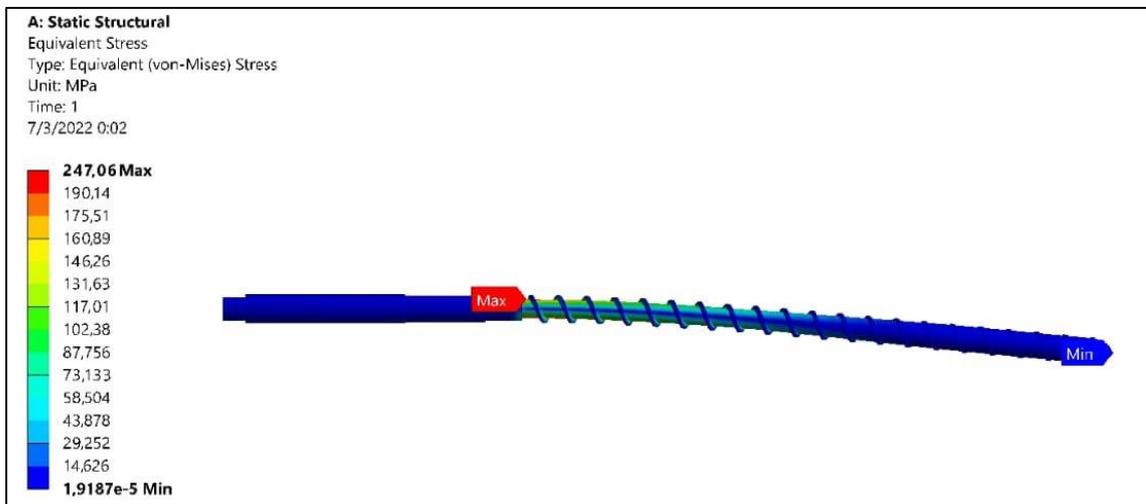


Figura 6-4: Esfuerzo de tensión, ANSYS.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Como se observa en la Figura 6-4, como resultado de simulación en ANSYS se obtiene el esfuerzo de tensión máximo con un valor de $247.06 MPa$, el mayor esfuerzo se encuentra en el acople del eje de transmisión con el husillo.

Validación

La validación estática del husillo se lo realiza mediante los resultados obtenidos por simulación en el software SolidWorks y ANSYS, con resultados numéricos del diseño de este elemento.

Se realiza una comparación de los valores de deformación y esfuerzos obtenidos en los cálculos y los resultados que arrojaron la simulación, como se detalla en la Tabla 1-4.

Tabla 1-4: Comparación de resultados del husillo.

Descripción	Cálculos de diseño	SolidWorks	ANSYS
Deformación	$2.22 \times 10^{-3} m$	$2 \times 10^{-3} m$	$1.98 \times 10^{-3} m$
Esfuerzo de tensión	236.07 MPa	248.84 MPa	247.06 MPa

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

En la Tabla 1-4, se observa los resultados de deformación y esfuerzo de tensión. Analizando los resultados de deformación obtenidos mediante los cálculos de diseño y por simulación mediante SolidWorks se tiene un error de $0.22 \times 10^{-3} m$, entre los cálculos y ANSYS existe un error de $0.24 \times 10^{-3} m$, mientras que entre simulaciones existe un error de $0.2 \times 10^{-3} m$. Como se determina el error es permitido por estar dentro del rango de deformación calculada, estos errores se dan por la exactitud de los softwares al arrojar los resultados.

Los valores de esfuerzo de tensión tienen una gran variación en los resultados, el esfuerzo de tensión es mayor en la simulación, por lo cual se argumenta que en los cálculos de diseño el valor del esfuerzo de tensión se lo obtuvo aplicando la Teoría de Tresca – Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo, mientras que el software SolidWorks y ANSYS trabaja con la Teoría de Von Mises, existiendo una variación de 12.77 MPa entre los cálculos y el resultado que nos arroja SolidWorks. Se toma como valor de referencia el resultado de 247.06 MPa con un error de 10.99 MPa, que nos arroja el software ANSYS por su precisión al momento de la obtención de resultados.

4.1.2 Estructura

Para el análisis estático de la estructura se trabajó bajo los parámetros:

- Material: Acero estructural 50x50x4
- Sujeciones: Juntas de la base de la estructura
- Fuerzas: Gravedad.
- Carga viva, material de ingreso a la máquina en este caso la capacidad de la tolva.

- Carga muerta, todos los componentes de la máquina este valor se obtiene del modelado en SolidWorks.
- Mallado: Fino. Como se aprecia en la Figura 7-4.

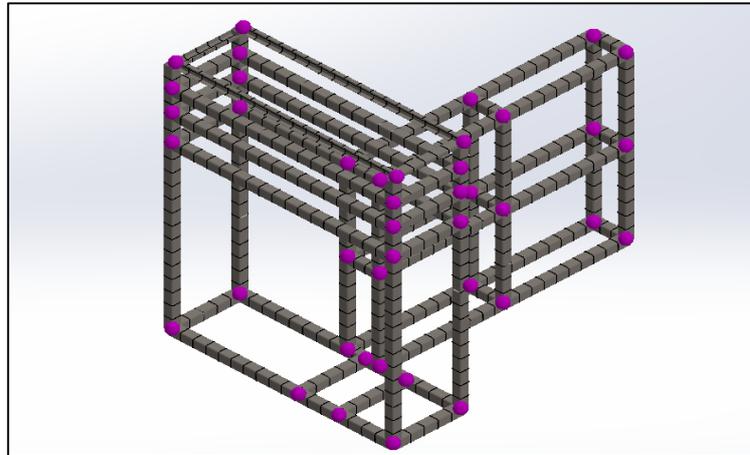


Figura 7-4: Mallado simulación estática, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

En la Figura 8-4, los esfuerzos máximos axiales y de flexión se presenta en la estructura de soporte del sistema de transmisión, debido a la fuerza y el peso del sistema de engranes, con un valor de 18.856 MPa .

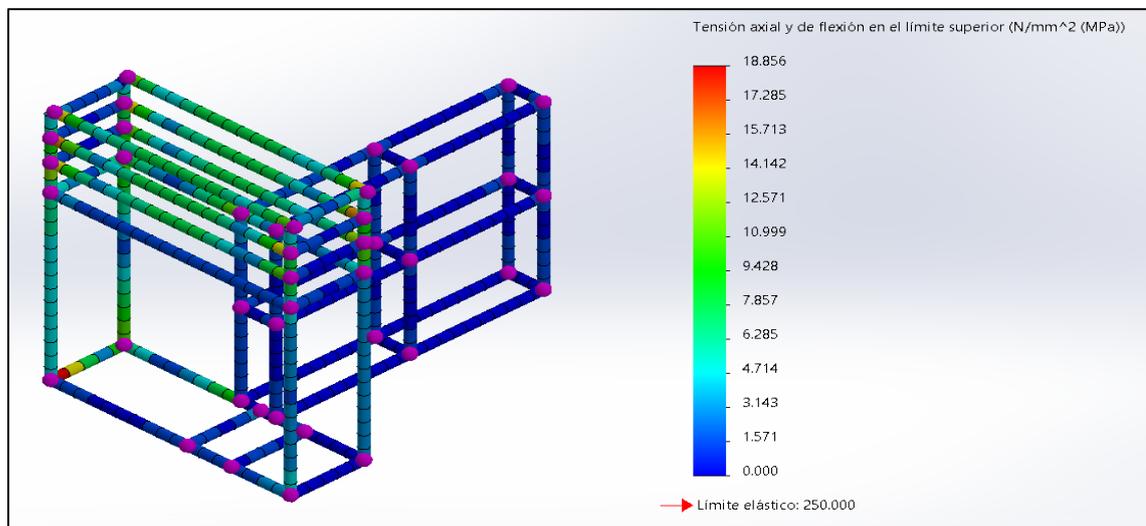


Figura 8-4: Tensión axial y flexión de la estructura, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

De acuerdo con la Figura 9-4, la deformación máxima se encuentra en la estructura de soporte del sistema de transmisión, debido a la concentración del peso del sistema de transmisión por engranes, teniendo un valor de deformación de $3.6 \times 10^{-4} \text{ m}$.

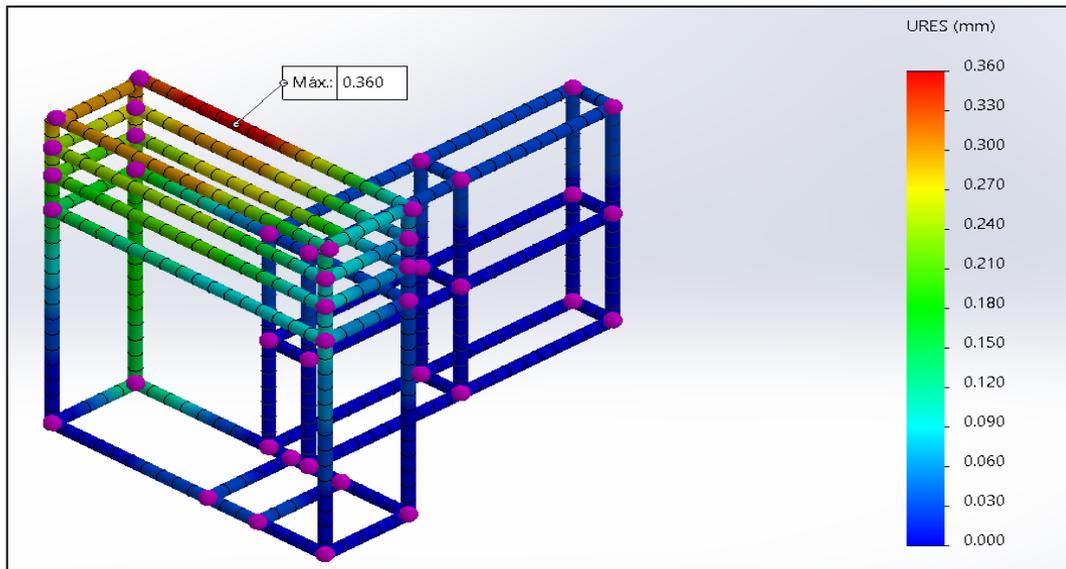


Figura 9-4: Deformación de la estructura, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Con la simulación realizada de la estructura en ANSYS, se obtuvo un valor de deformación máxima de $3.69 \times 10^{-4} m$, se encuentra presente en la estructura de soporte del sistema de transmisión, como se observa en la Figura 10-4.

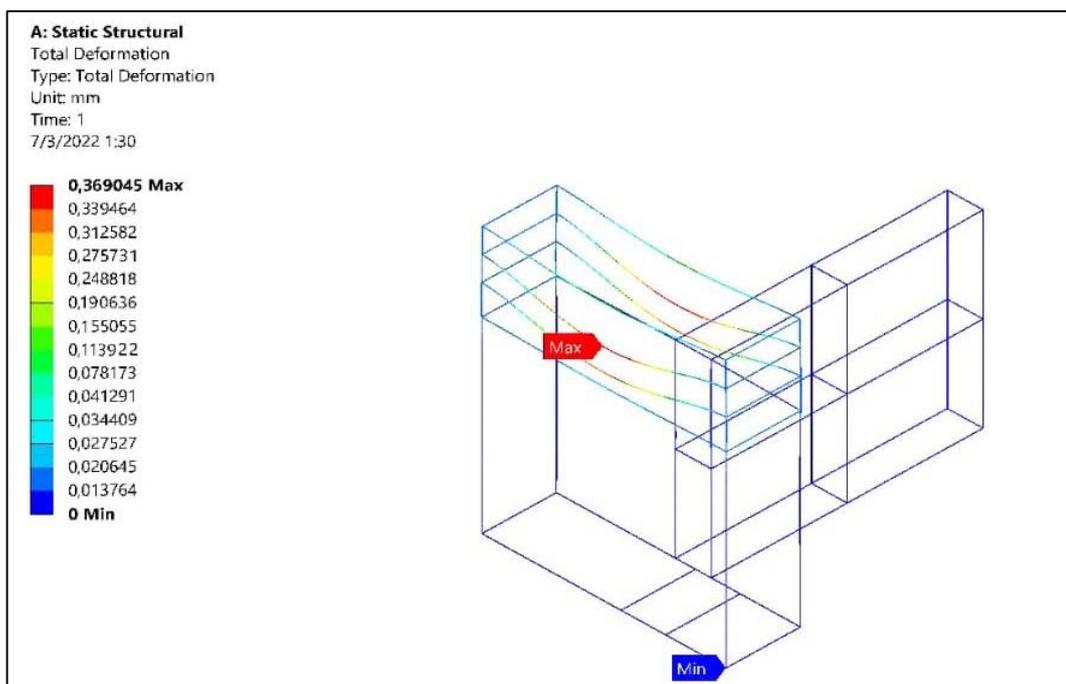


Figura 10-4: Deformación de la estructura, ANSYS.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Validación

El diseño de la estructura se valida mediante los resultados obtenidos por simulación en el software SolidWorks y ANSYS, los resultados numéricos obtenidos en el diseño de este elemento.

Se realiza la comparación de los valores de deformación obtenidos en los cálculos y los resultados que arrojaron la simulación, como se observa en la Tabla 2-4.

Tabla 2-4: Comparación de resultados de la estructura.

Descripción	Cálculos de diseño	SolidWorks	ANSYS
Deformación	$3.53 \times 10^{-3} m$	$3.6 \times 10^{-4} m.$	$3.69 \times 10^{-4} m.$

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

De acuerdo la Tabla 2-4, los resultados de deformación obtenida mediante los cálculos de diseño y los conseguidos por simulación varían, en el cálculo de diseño se realizó análisis de deformación por longitud de la estructura sin incluir las cargas muertas y vivas, existe un error del $3.17 \times 10^{-3} m$ entre el valor del cálculo y SolidWorks, mientras que con ANSYS existe un error de $3.161 \times 10^{-3} m$, entre softwares existe un error de $9 \times 10^{-6} m$. Por la precisión en la obtención de datos del software ANSYS se toma como valor de deformación $3.69 \times 10^{-4} m$, es menor a la obtenida en el diseño, por ende, el diseño de la estructura cumple con los requerimientos de diseño para soportar el peso de todos los elementos y los esfuerzos ejercidos en el sistema de transmisión.

4.1.2.1 *Análisis de vibraciones de la estructura.*

Se realiza la simulación dinámica del sistema de transmisión por engranes, aplicando las fuerzas, esfuerzos y la velocidad de giro para identificar anomalías en la máquina mediante vibraciones. Este proceso se realiza analizando las frecuencias involucradas que producen este fenómeno. Las mediciones las procesamos como desplazamientos producidos en el sistema de transmisión; que llegan a afectar a la estructura y todos los elementos montados sobre ella.

Como se puede observar en la Figura 11-4, se obtiene un desplazamiento máximo por vibraciones de 0.653 mm , que se encuentra en los laterales de la estructura que soporta el sistema de transmisión, este desplazamiento es mínimo por ende no llega a afectar el funcionamiento del husillo, ni al soporte del cilindro extrusor.

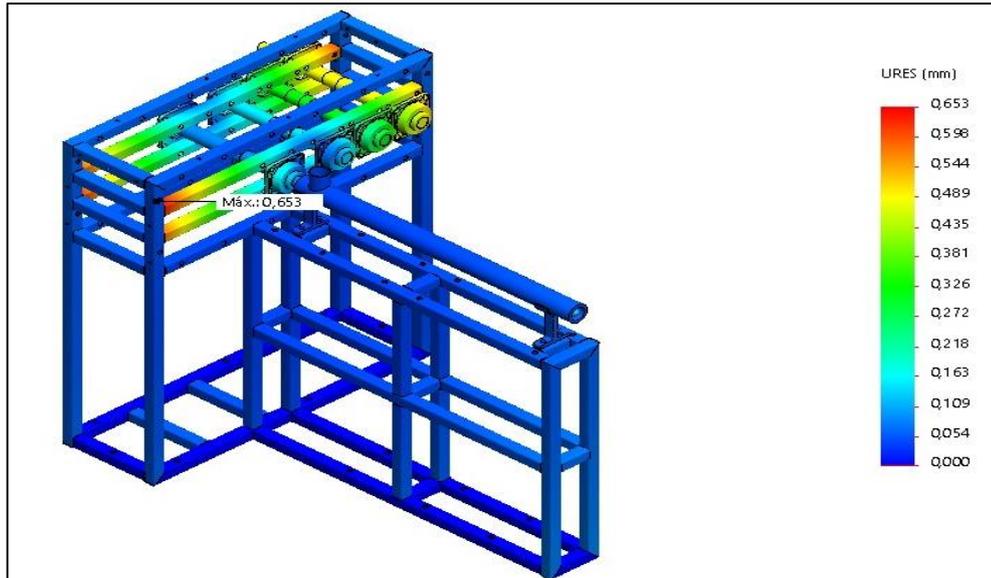


Figura 11-4: Análisis de vibraciones, *SolidWorks*.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

4.1.3 Sistema Térmico

4.1.3.1 Comportamiento del plástico.

La simulación del proceso de extrusión de plástico permite analizar el comportamiento térmico de las resistencias eléctricas, la conducción y convección de calor del cilindro y el husillo; el comportamiento térmico del material a extruir en la zona de alimentación, compresión y dosificación.

Para el análisis térmico se trabajó bajo los siguientes parámetros:

- Material: Acero AISI 4140
- Materia Prima: Plástico se debe ingresar como nuevo material las propiedades de la Tabla 3-33, en el software *SolidWorks*.
- Restricciones: El análisis dinámico se analizará en la parte interna del cilindro.
- Fuerzas: Gravedad.
- Mallado: Fino.

Como se aprecia en la Figura 12-4, la materia prima se encuentra a temperatura ambiente antes de que entre en funcionamiento las resistencias.

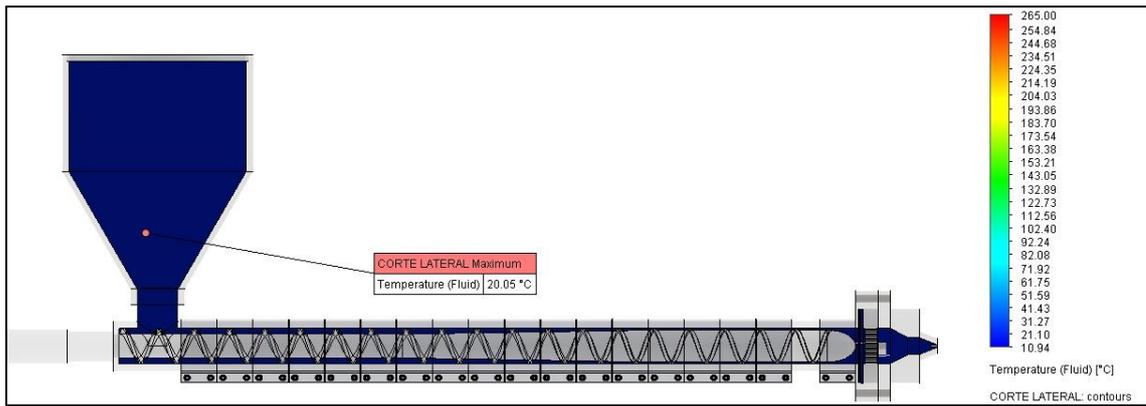


Figura 12-4: Corte lateral, materia prima a temperatura ambiente, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Las resistencias deben estar a una temperatura de 279.99 °C, para el plástico como materia prima alcance la temperatura de fusión de 260 °C. Evidente en la Figura 13-4.

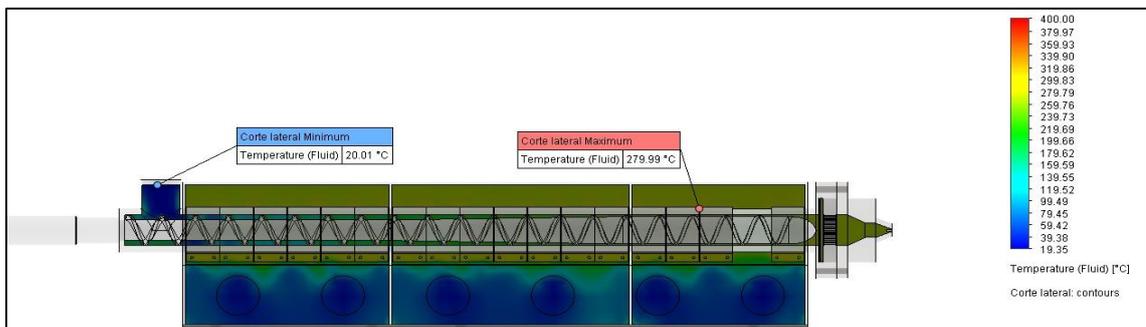


Figura 13-4: Corte lateral, temperatura de las resistencias.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Luego de aplicar la temperatura necesaria a las resistencias eléctricas para llevar al plástico a su temperatura de fusión y ser extruido, se obtiene la temperatura a la que trabaja el cilindro, en la entrada de la zona de alimentación se tiene una temperatura de 183 °C, mientras que desde de la boca de alimentación trabaja a una temperatura de 279.93 °C, cómo se identifica en la Figura 14-4.

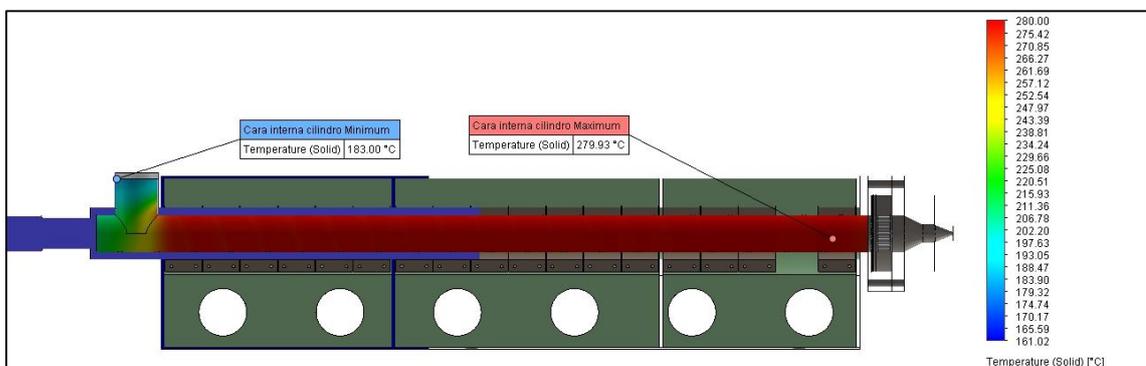


Figura 14-4: Corte lateral, temperatura de la cara interior del cilindro, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

De acuerdo a la Figura 15-4, la temperatura del husillo varía en cada zona, en la zona de alimentación se tiene la menor temperatura, de 161.17 °C, mientras que en la zona de dosificación se llega a tener una temperatura de 272.60 °C. La temperatura no es constante en el husillo debido, a que en la zona de alimentación se ingresa la materia prima a temperatura ambiente, por ende eso enfría la temperatura del husillo en la zona.

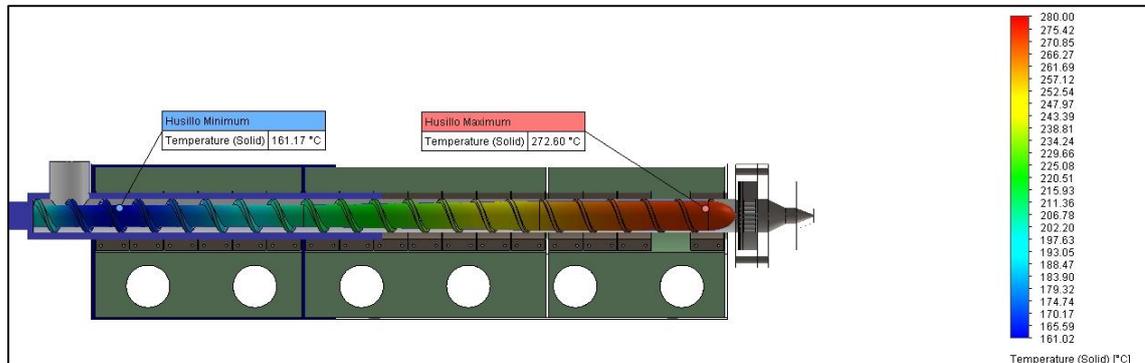


Figura 15-4: Corte lateral, temperatura del husillo.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El procedimiento continúa con la simulación del plástico a extruir, se observa que en la entrada a la boca de alimentación la materia prima ingresa a temperatura ambiente de 19.78 °C, mientras el material avanza por el husillo la temperatura aumenta modificando sus propiedades, en la zona de compresión su temperatura varía del inicio de la zona con 194.63 °C hasta el final de la misma con 256.53 °C. Al llegar a la zona de dosificación y al ser extruido por la boquilla el material llega a su punto de fusión con la temperatura idónea de 260.63°C, evidente en la Figura 16-4.

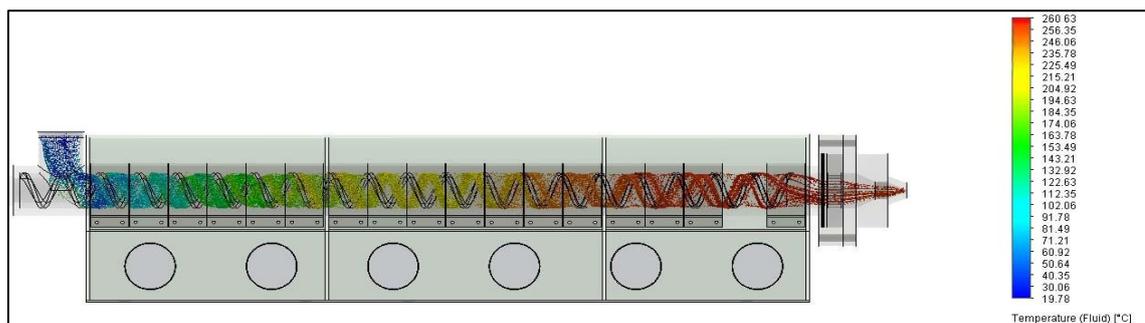


Figura 16-4: Simulación térmica del plástico en extrusión, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se analiza el ducto de ventilación, cuando las resistencias están en funcionamiento y a temperatura de 280 °C, para limitar el contacto con la manipulación del ser humano, como se evidencia en la Figura 17-4, la temperatura es elevada y podría causar lesiones en los operadores.

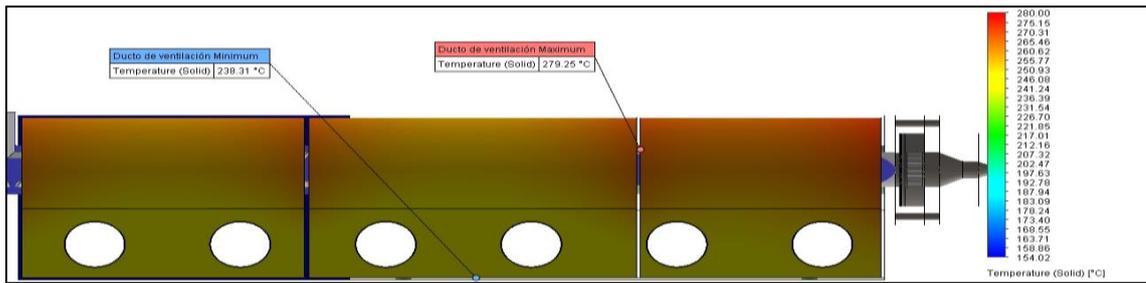


Figura 17-4: Simulación térmica, canal de ventilación, SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se desarrollo el análisis térmico del fluido de ventilación, cuando las resistencias sobrepasen la temperatura de 279.99°C, el sistema de ventilación se enciende ingresando flujo de aire. Como se detalla en la Figura 18-4, se condiciono que las resistencias lleguen a tener 400°C y los ventiladores entran en funcionamiento ingresando aire a temperatura ambiente de 19.35°C, disminuyendo así la temperatura de las resistencias a su temperatura ideal de trabajo.

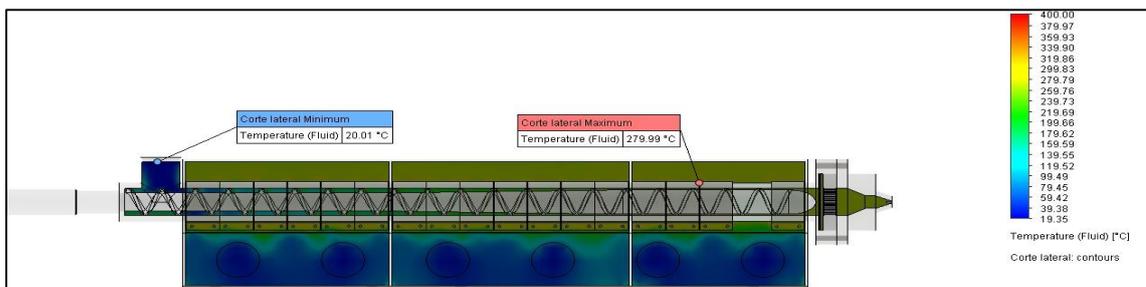


Figura 18-4: Simulación térmica del canal de ventilación.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El análisis térmico de las resistencias realizado en ANSYS, nos indica que la temperatura de la misma debe estar a 278.56°C, para que el material trabaje a la temperatura ideal de 260°C, como se aprecia en la Figura 19-4.

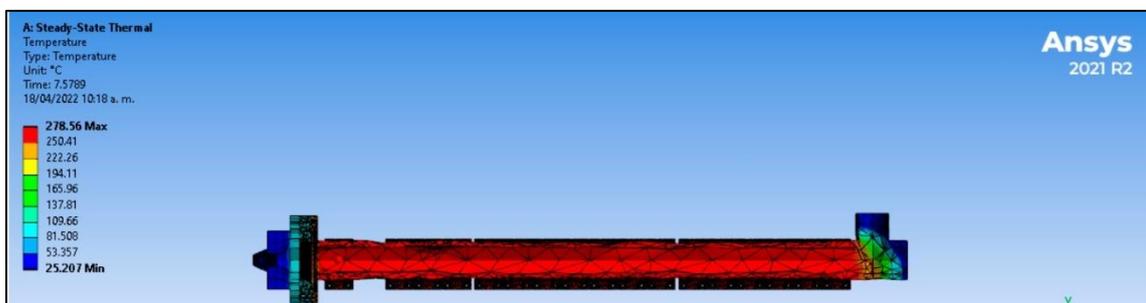


Figura 19-4: Análisis térmico de las resistencias, proceso del plástico. ANSYS.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Validación

Para la validación térmica se utiliza los resultados de simulación de software SolidWorks y ANSYS, con el valor de temperatura a la cual debe estar la resistencia previamente calculada.

Se efectúa una comparación de la temperatura a la que deben estar las resistencias obtenidos en los cálculos y los resultados que arrojaron la simulación, como aprecia en la Tabla 3-4.

Tabla 3-4: Comparación de resultados de temperatura de resistencias, extrusión de plástico.

Descripción	Cálculos de diseño	SolidWorks	ANSYS
Temperatura de las resistencias	268.29 °C	279.99 °C	278.56 °C

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

En el cálculo de la temperatura de las resistencias se determinó que deben estar a 268.29 °C para que la materia prima llegue a su punto de fusión. Los valores arrojados por el software tienen un error de temperatura con los valores obtenidos por cálculos SolidWorks tiene un error del 11.7 °C, ANSYS 10.27 °C, entre software son similares teniendo un error de 1.43 °C. Por tal motivo se toma los valores de SolidWorks por tener mayor precisión, obteniendo la temperatura de 279.99 °C en la cual se deben mantener para que la extrusión sea correcta y de buena calidad. Se argumenta que la variación de temperatura se da debido a que en los cálculos de diseño se trabaja solo con el coeficiente de conducción térmica del acero, mientras que en la simulación el análisis se lo realiza con las propiedades específicas del acero AISI 4140 y las propiedades del plástico.

4.1.3.2 Comportamiento del caucho.

Para desarrollar el análisis térmico se trabaja con los siguientes parámetros:

- Material: acero AISI 4140
- Materia Prima: caucho se debe ingresar como nuevo material las propiedades de la Tabla 3-34, en el software SolidWorks.
- Restricciones: el análisis dinámico se analizará en la parte interna del cilindro.
- Fuerzas: gravedad.
- Mallado: fino.

En la Figura 20-4, se observa que la materia prima y los componentes se encuentran a temperatura ambiente antes de que entre en funcionamiento las resistencias.

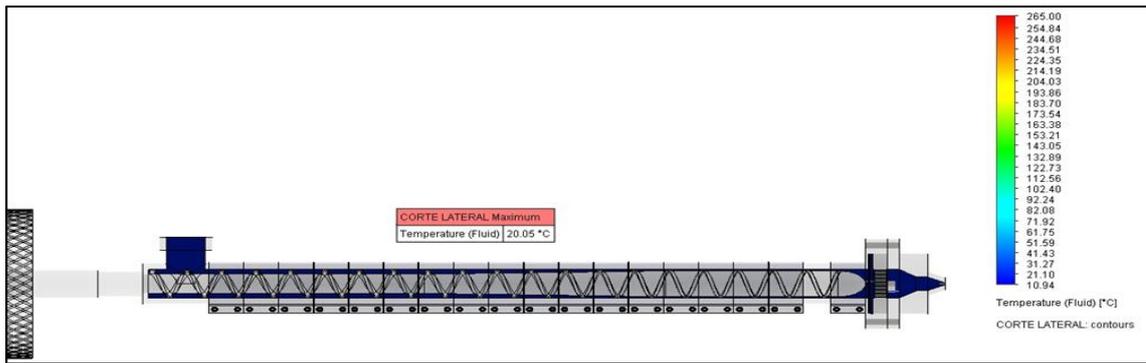


Figura 20-4: Corte lateral, materia prima a temperatura ambiente.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Las resistencias en la zona de alimentación y compresión deben estar a una temperatura 173.56 °C, para el caucho llegue a la temperatura 160 °C. En la zona de dosificación la temperatura será de 215 °C, para que la extrusión sea la adecuada y de buena calidad a 200°C, como se evidencia en la Figura 21-4.

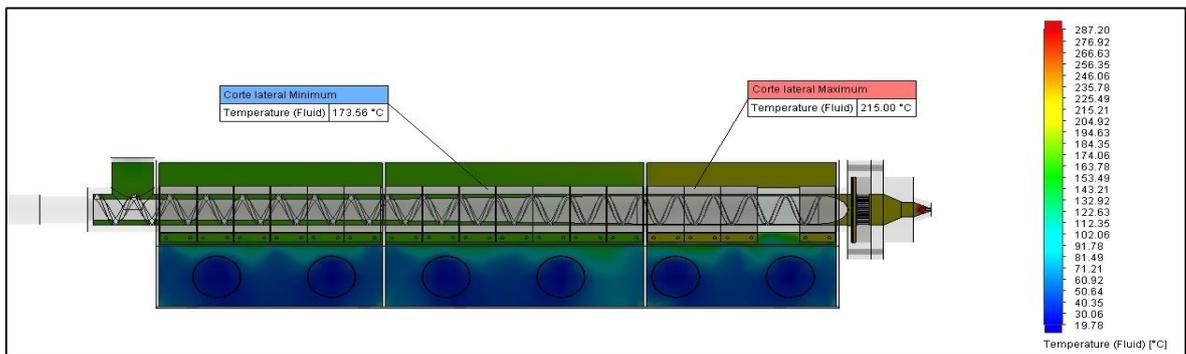


Figura 21-4: Temperatura de resistencias, extrusión de caucho.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

En la Figura 22-4, la temperatura del husillo en la zona de alimentación y compresión es de menor temperatura, de 171.27 °C, mientras que en la zona de dosificación se llega a tener una temperatura de 213.67 °C. La temperatura varía en el husillo, debido al ingreso de la materia prima a temperatura ambiente, disminuyendo la temperatura del husillo en la zona.

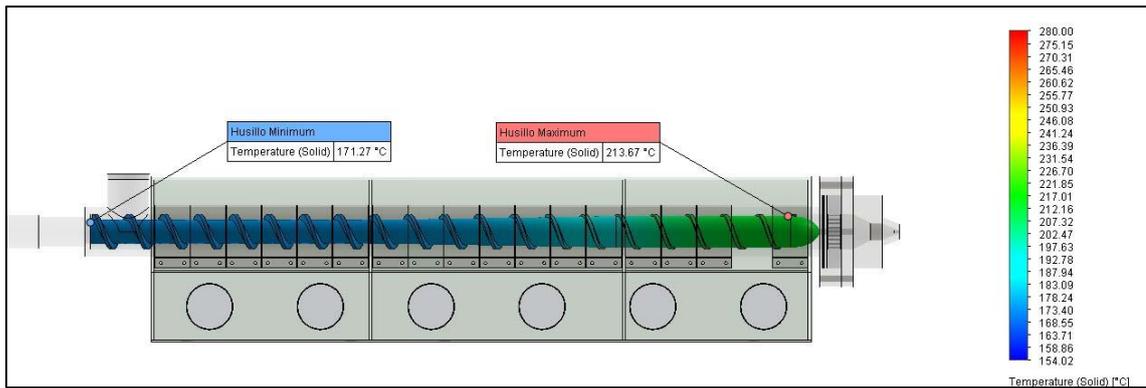


Figura 22-4: Corte lateral, temperatura del husillo.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

La simulación del proceso de extrusión de caucho se realiza para observar el comportamiento del material, como se observa en la Figura 23-4, la materia prima ingresa a temperatura ambiente de 19.78 °C, mientras el material avanza por el husillo la temperatura aumenta modificando sus propiedades, en la zona de compresión su temperatura varía del inicio de la zona con 163.78 °C hasta el final de la misma con 184.35 °C. Llegando a la zona de dosificación y extrusión con la temperatura idónea de 204.92°C.

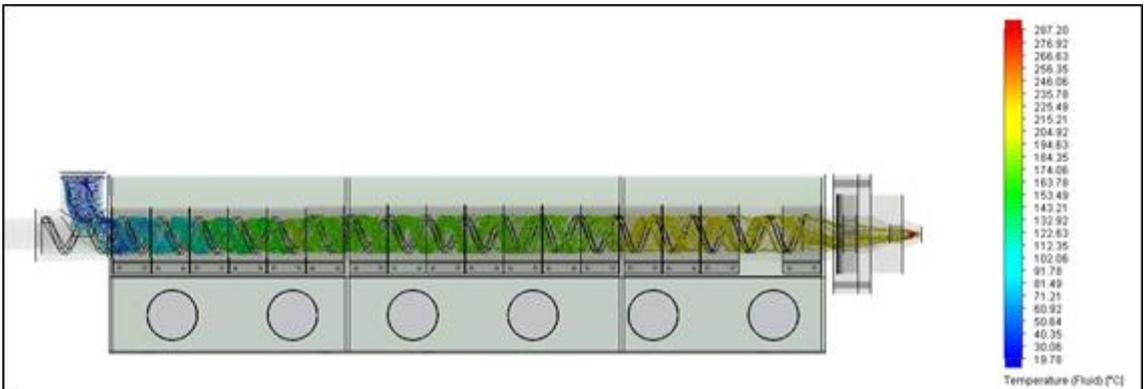


Figura 23-4: Simulación térmica del caucho en extrusión. SolidWorks.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Se desarrollo el análisis del ducto de ventilación, cuando las resistencias están en funcionamiento y a temperatura de 156.70 °C a 214.30 °C, para limitar el contacto con la manipulación del ser humano, como se evidencia en la Figura 24-4, la temperatura es elevada y podría causar lesiones en los operadores.

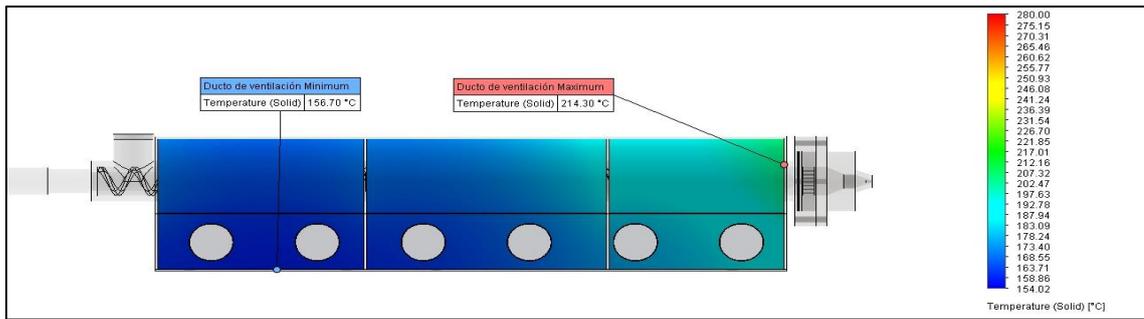


Figura 24-4: Simulación térmica, canal de ventilación extrusión de caucho.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

El análisis térmico del fluido de ventilación se realiza cuando las resistencias sobrepasan la temperatura de trabajo, el sistema de ventilación se enciende ingresando flujo de aire. Como se detalla en la Figura 25-4, se condiciona que las resistencias aumenten su temperatura a 287.20°C y los ventiladores ingresan a trabajar fluyendo aire a temperatura ambiente de 19.78°C, disminuyendo así la temperatura de las resistencias a su temperatura ideal de trabajo.

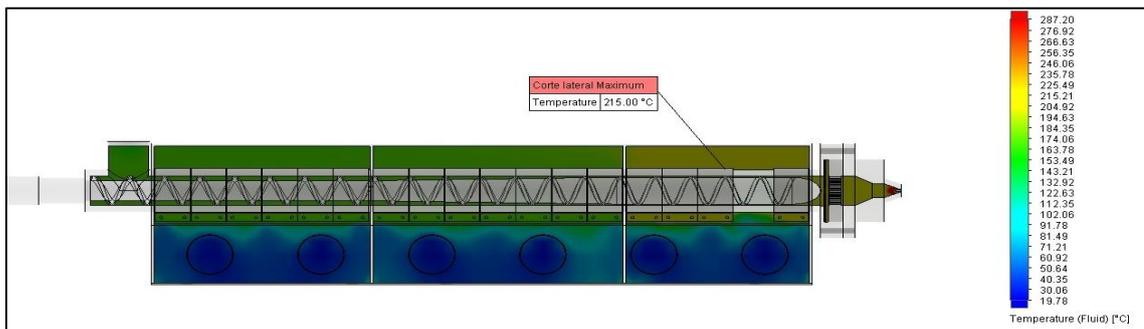


Figura 25-4: Simulación térmica del canal de ventilación, extrusión de caucho.

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Una vez realizada la simulación térmica en ANSYS, se obtuvo como resultado que la temperatura de la resistencia en la zona de alimentación y compresión debe estar a 171.75°C, y en la zona de dosificación a 213.71°C cómo se observa en la Figura 26-4, para que la materia prima trabaje a la temperatura ideal.

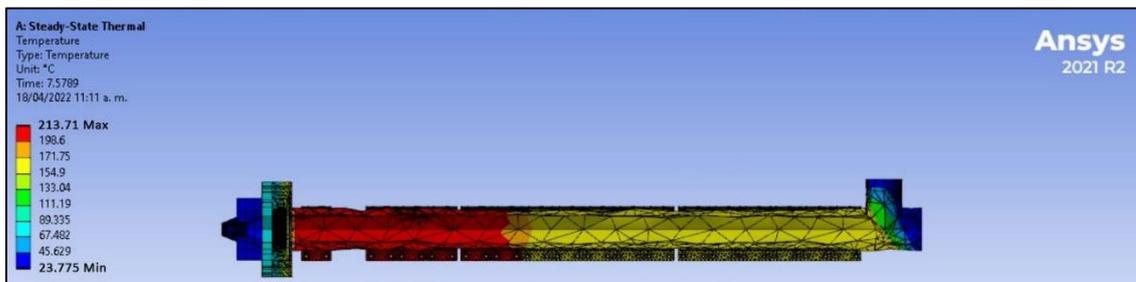


Figura 26-4: Simulación térmica de las resistencias para el proceso del caucho. ANSYS

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Validación

El análisis térmico se valida mediante los resultados de simulación de software SolidWorks y ANSYS, con el valor de temperatura a la cual debe estar la resistencia previamente calculada.

Se desarrolla una comparación de la temperatura a la que deben estar las resistencias obtenidos en los cálculos para el proceso de extrusión de caucho y los resultados que arrojaron la simulación, como aprecia en la Tabla 4-4.

Tabla 4-4: Comparación de resultados del husillo.

Descripción	Cálculos de diseño	SolidWorks	ANSYS
Temperatura de las resistencias, zona de alimentación y compresión	168.3 °C	173.56 °C	171.75 °C
Temperatura de las resistencias zona de dosificación	208.3 °C	215 °C	213.71 °C

Fuente: (Vásconez, 2022)

Realizado por: (Vásconez, 2022)

Mediante cálculos se determinó que la temperatura de las resistencias en la zona de alimentación y compresión deben estar a 168.3 °C y en la zona de dosificación a 208.3 °C, para que la materia prima llegue a su punto de fusión. Los valores arrojados por los softwares son similares teniendo una variación de aproximadamente 2°C, en comparación con los cálculos si existe mayor diferencia, el error de SolidWorks es aproximadamente 7 °C, ANSYS tiene aproximadamente 5 °C. Por tal motivo se toma los valores arrojados por SolidWorks por tener mayor precisión, obteniendo los valores de temperatura de 173.56 °C para la zona 1 y 2, mientras que 215 °C en la cual se deben mantener para que la extrusión sea correcta y de buena calidad. Se argumenta que la variación de temperatura se da debido a que en los cálculos de diseño se trabaja solo con el coeficiente de conducción térmica del acero, mientras que en la simulación el análisis se lo realiza con las propiedades específicas del acero y las propiedades del caucho.

CONCLUSIONES

De acuerdo a la revisión bibliográfica se destaca el uso de material reciclado con las máquinas extrusoras. Describiendo los tipos y características que definen a estos elementos y permiten respaldar la información de la presente investigación. Por ende, es imprescindible analizar términos como máquina extrusora, materiales plásticos y neumáticos, encontradas en investigaciones previas que permiten comparar con información actualizada.

Mediante al análisis QFD se determina la importancia de la elaboración de una matriz que identifiquen las necesidades del cliente y poder solventarlas mediante una escala de satisfacción del cliente, discerniendo entre los aspectos positivos y negativos que se presentan. Logrando así la calidad del diseño del producto final.

Se diseño el husillo con ángulo de cresta utilizado de 17.66° ; la velocidad de giro de 87.5 rpm ; permite que la máquina extrusora trabaje con varios materiales como en el presente caso es los plásticos y neumáticos. Los componentes diseñados de la máquina extrusora se validaron mediante de los softwares SolidWorks y ANSYS obteniendo como resultados una variación entre los cálculos y los datos arrojados por simulación. En el husillo se obtuvo que tiene una deformación máxima de $2 \times 10^{-3} \text{ m}$, el esfuerzo de tensión es de 248.835 MPa . En la estructura se obtiene, que la mayor deformación se encuentra en el soporte del sistema de transmisión de potencia con un valor de $3.6 \times 10^{-4} \text{ m}$.

Mediante las simulaciones a las que fueron sometidos los elementos de diseño, se establece que estos garantizan el correcto funcionamiento de la máquina, obteniendo resultados óptimos para el diseño del mismo. El proceso de funcionamiento de la máquina extrusora cumple con diversos parámetros en torno a su función tales como, análisis térmico de conducción y convección para analizar el comportamiento de la temperatura de las resistencias; temperatura en el cilindro; husillo; y materia prima a extruir. Para la extrusión de plásticos las resistencias eléctricas deben estar a una temperatura de 279.99°C . En el caucho las resistencias deben estar a una temperatura de 173.56°C en la dos primeras zonas, en la zona de dosificación la temperatura debe ser de 215°C .

RECOMENDACIONES

Desarrollar la construcción del modelo en base a los parámetros definidos en el estudio, al igual que los elementos y materiales seleccionados ya que son los adecuados y recomendados para la máquina, para tener un buen desempeño en la producción.

Utilizar la materia prima para las que fue diseñado el husillo, el uso de otros materiales podría causar averías al mismo como fractura o daño de los filetes.

Se debe tener en cuenta que la producción se puede llegar a ver afecta si se aumenta el diámetro de extrusión, debido a que la máquina está diseñada para producir filamentos de hasta 4 mm de diámetro. Para evitarlo se debe realizar algunos ajustes y de igual manera se debe diseñar las boquillas para los diámetros necesarios.

BIBLIOGRAFÍA

ALUTAL. Termocupla, cómo funciona, tipos, consejos y modelos. | Alutal. [en línea]. 2016. [Consulta: 17 enero 2022].

ANGUMBA, P., Ladrillos elaborados con plásticos reciclado (PET), para mampostería no portante. 2016. S.l.: s.n. ISBN 0103730990.

ASTM-SUBCOMMITTEE-E29.01, ASTM E11-15: Standard Specification for Woven Wire Test Sieve Cloth and Test Sieves. ASTM Annual Book of Standards, vol. 14.02, pp. 1-9. 2015, DOI 10.1520/E0011-15.2.

AZUERO, Á., Significatividad del marco metodológico en el desarrollo de proyectos de investigación. Revista Arbitrada Interdisciplinaria Koinonía, 2015, vol. 4, no. 8, pp. 110. ISSN 2542-3088. DOI 10.35381/r.k.v4i8.274.

BANCUT, C., Gradación-Tamices [en línea]. 2016. S.l.: s.n.

BELTRÁN, M. y MARCILLA, A., Tecnología de Polímeros [en línea]. S.l.: Universidad de Alicante. 2012

BONILLA, E., LÓPEZ, A., PÉREZ, H. y SOSA, C., Diagnóstico Tecnológico para el establecimiento de una plataforma de información de la industria de los productos plásticos en el Salvador. 2016, [en línea], pp. 511.

BUDYNAS, R. y NISBETT, K. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 2014. 8va. México: McGraw Hill. ISBN 9780874216561.

CARRILLO, A., Sistemas automáticos de control fundamentos básicos de análisis y modelado. 2011. [en línea]. 1ra. Venezuela: Fondo Editorial UNERMB. ISBN 978-980-6792-12-8.

CASTRO, G., Materiales y compuestos para la industria del neumático. Diciembre. 2008. [en línea], pp. 1-57.

CENGEL, Y. y GHAJAR, A., Transferencia de calor y masa. 4ta. Mexico: s.n. 2011.

CHAMPMAN, S., Máquinas Eléctricas. 2012. [en línea]. 5ta. México: McGraw Hill. ISBN 9786071507242.

DÍAZ, F., Conformado de materiales plásticos. Universidad Nacional Autónoma De México.

2012. [en línea], pp. 86.
- DÍAZ, W.V.**, Metodología para la selección de motor en los procesos de extrusión. Prospectiva. 2013. [en línea], vol. 11, no. 1, pp. 8. ISSN 16928261. DOI 10.15665/rp.v11i1.18.
- ELECTRIC-OPTION**,. Controlador de temperatura digital EO-CT. 2020. S.l.: s.n. 2020.
- ESAN**,. El índice beneficio/costo en las finanzas corporativas | Conexión ESAN. 2017. [en línea]. [Consulta: 24 febrero 2022].
- ESPINOSA, F.**, Los Microcontroladores AVR de ATMEL. 2012. [en línea]. 1ra. México: Editorial Reina Ortiz Escamilla. ISBN 9786079522278.
- FAJEN, J. y BELICZKY, L.S.**, Industria del caucho. Industrias Químicas. 2015. [en línea]. Republica Dominicana: s.n., pp. 20.
- GOMEZ, S., BECERRA, A., JAREÑO, E. y VÁSQUEZ, J.**, Modelado fenomenológico de la viscosidad aparente en función del grado de curado de un elastómero EPDM. ResearchGate. 2019. [en línea]
- GROOVER, M.P.**, Fundamentos de manufactura moderna. 2007. [en línea]. 3ra. México: McGraw Hill. ISBN 9688808466.
- GUTIERREZ, C. y VARGAS, L.**, Diseño y fabricación de una máquina extrusora para crear el filamento de la impresora 3D a partir de material plástico. 2017. [en línea]. S.l.: ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO.
- HOLMAN, J.**, Transferencia de Calor. 1999. [en línea]. MÉXICO: McGraw Hill. ISBN 844812040X. Disponible en:
- HUAMING**, Extrusora de un solo tornillo: proveedor profesional de maquinaria para plásticos|Maquinaria de extrusión|Maquinaria auxiliar para plásticos-Zhangjiagang Huaming Machinery Co., Ltd. 2019. [en línea]. [Consulta: 4 marzo 2022].
- IPAC**,. Perfiles ligeros-planchas.pdf. 2019. S.l.: s.n.
- LERMA, J.**, El mecanismo del husillo - Plàstic. 2016. [en línea]. [Consulta: 2 diciembre 2021].
- MATERIAL PROPERTIES, PET** | Densidad, resistencia, punto de fusión, conductividad térmica. 2017. [en línea]. [Consulta: 17 enero 2022].
- MCCORMAC, J.C. y CSERNAK, S.F.**, Diseño de Estructuras de Acero-Quinta Edición. 2013.

[en línea]. S.l.: Alfaomega. ISBN 978 607 707 559 2.

MEZA, I., Diseño De Una Planta Para La Obtecion De Carbon Activado. S.l.: Escuela Politécnica Nacional. 2014.

MORALES, J., Diseño De Una Maquina Extrusora De Plásticos Pet. 2014. [en línea], pp. 148.

MOTT, R., Dieño de elementos de máquinas. 2004. [en línea]. 4ta. México: Prentice Hall. ISBN 9702608120.

OJEDA, M., Filtros de extrusión | Tecnología de los Plásticos. 2011. [en línea]. [Consulta: 3 enero 2022].

OMEGATM, Control de Temperatura, Equipos y Controlador PID. 2018. [en línea]. [Consulta: 15 noviembre 2021].

PEÑAHERRERA, P., Aplicación De La Herramienta Single Minute Exchange of Die (Smed) En El Proceso De Extrusión De La Planta De Preparación De La Empresa Continental Tire Andina S.A. 2013. [en línea]. S.l.: Universidad de Cuenca.

PROAÑO, A., Máquina extrusora con coplado continuo para fabricación de manguera de 1/2" con plástico reciclado [en línea]. 2013. S.l.: s.n. ISBN 1003101852.

RAIMOND, S. y CHARLES, C., Introducción a la química de los polímeros - Raimond B. Seymour, Charles E. Carraher - Google Libros. 2002. [en línea]. [Consulta: 10 enero 2022].

ROYDISA, Elementos principales a la hora de elegir Reductores Mecánicos. 2018. [en línea]. [Consulta: 15 noviembre 2021].

SAVGORODNY, V.K., Transformación de Plásticos. 1ra. Barcelona: Editorial Gustavo Gili S.A. 1978. ISBN 84-252-0746-0.

SFR TOOLING, Standard Hole Pattern Brake Plate Specs - SFR Tooling. [sin fecha]. [en línea]. [Consulta: 3 enero 2022].

SHINGÓN, O. y UVILLUS, G., Construcción de una máquina extrusora para plástico. 2020. [en línea]. S.l.: s.n. ISBN 0503255564.

SIEMENS, Detalles del producto - Industry Mall - Siemens Spain. 2021. [en línea]. [Consulta: 14 abril 2022].

SKF, SKF Power Transmission belts Contents. , 2012.

SKF, Rodamientos. 2019. S.l.: s.n. 2019.

SODIPER,. Catálogo Tornillería y Pernera. 2017. S.l.: s.n. ISBN 9788578110796.

STARTECH,. 120x25mm PWM Computer Case Fan - Ventiladores y Enfriadores de Ordenadores | España. 2020 [en línea]. [Consulta: 5 marzo 2022].

TOPE,. Resistencias tipo abrazadera [en línea]. 2014. S.l.: s.n.

VALLEJO, H., El mundo de la electrónica. 2014. [en línea]. Argentina: Saber Electronica.

VANEGAS USECHE, L.V., Diseño de Elementos de Máquinas. Pereira. 2018. Editorial UTP. ISBN 9789587223019.

VÁZQUEZ, A., VELASCO, M., BELTRÁN, M. y ESPINOSA, R., El reciclaje de los plásticos. ResearchGate, no. May, 2016. pp. 1-12. DOI 10.13140/RG.2.1.4440.1527.

WALDUNSTEEL,. 4130 Steel | AISI 4130 | 1,7218 | 25CrMo4 | SCM430 - Acero Waldun. 2021. [en línea]. [Consulta: 15 diciembre 2021].

ANEXOS

ANEXO A: EXTRUSORA HUAMING SJ25

Extrusora de un solo tornillo SJ25



Parámetros técnicos

Descripción	Extruir plástico
Tornillo, Barril	Material del tornillo y del cilindro 38CrMoAlA, nitruración, Espesor de la capa de nitruración: 0,4 ~ 0,7 mm, Rigidez de la superficie: HV720-940
Diámetro del tornillo	25 mm
Longitud/diámetro del tornillo	25:1
Potencia del motor principal	2.2KW
Método de sincronización del motor principal	Control de frecuencia de la velocidad del motor
Enfriamiento de barriles	Por ventilador eléctrico (60w)
Altura del centro de la máquina	1000 mm

ANEXO B: EXTRUSORA TENDA TSH-35



Información Básica.

No. de Modelo.	TSH-35
Estructura de tornillo Channel	Tornillo Profunda
Automatización	Automático
Name	Twin Screw Extruder
Motor Power	18.5kw
Motor	ABB
Machine Type	PPPE,ABS etc Extruder
Processing Type	Strand Pelletizing System
Especificación	CE
Origen	Nanjing, Jiangsu

Sistema de compromiso	Engrane completo
Escape	Escape
Computerizado	No Computarizado
Function	Plastic Granulating Production
Color	Color Choice(DIY)
Output	40~170kg/Hr
Raw Material	PPPE,ABS etc Granules
Paquete de Transporte	Wooden Case
Marca Comercial	TENDA
Capacidad de Producción	30-60kg/Hr

ANEXO C: MALLAS REP

Mesh	Finura de filtración	Finura de filtración	Carga de rotura		Peso kg/m ²	Grueso de la tela mm
	nominal	absoluta	urdimbre	trama		
	µm	µm	N	N		
80x300	25	32-36	330	460	0,98	0,25
80x400	36	36-45	310	430	0,82	0,23
2/50x250	30	42-48	310	670	1,15	0,31
50x250	40	56-63	310	640	1,00	0,32
50x280	45	71-75	310	680	1,00	0,32
40x200	56	75-80	320	730	1,30	0,40
30x150	63	100-112	420	870	1,60	0,50
24x110	80	112-125	930	1600	2,70	0,67
22x140		140-170	570	980	2,10	0,66
20x160		160-180	300	870	1,55	0,50
20x150		170-190	260	1100	1,60	0,55
16x120		200-210	280	1320	1,95	0,64
14x110		220-240	390	1500	2,15	0,72
12x 95		240-260	330	1440	2,30	0,79
14x 88		280-300	640	1650	3,15	0,76
10x 90		270-290	510	1750	2,50	0,93
12x 64		280-300	750	2620	4,10	1,21
8x 85		330-350	400	2100	2,50	0,93

ANEXO D: CATÁLOGO DE PLANCHAS DE ACERO A36



• *Planchas Laminadas al Caliente*

NORMAS TÉCNICAS:

NTE INEN 115
ASTM A 1011 CS
ASTM A 36

DIMENSIÓN ESTANDAR DE PLANCHA:

1220 X 2440 mm

RECUBRIMIENTO:

Negro (sin recubrimiento)

OBSERVACIONES:

Otras dimensiones y espesores bajo pedido.

Uso del producto:

Estructuras metálicas
Tanques de almacén
Postes, Puentes,
Carrocerías y
metalmecánica

Dimensiones mm	Espesores mm	Calidad del Acero
1220 x 2440	1.20 a 6.00	Comercial
1220 x 2440	8/10/12/15/20/22/25	Estructural
1500 x 6000*	8/10/12/15/20/22/25	Estructural

*La disponibilidad de estas dimensiones deben ser consultadas con el departamento comercial.

ANEXO E: MOTOR WEG W22

W22 NEMA Premium Efficiency 20 HP 4P 256T 3F 230/460//380 V 60//50 Hz IC411 - TEFC - Con pies

Número del Catálogo: 02018ET3E256TF3-W22 | Producto: 11807249

VISIÓN GENERAL

DETALLES DEL PRODUCTO

CENTRO DE DESCARGAS



Imagen meramente ilustrativa



Con carcasa de hierro fundido, flexibilidad de forma constructiva, patas macizas de apoyos y niveles de ruido y temperatura de operación reducidos, los motores W22 son perfectamente adecuados para las más diversas aplicaciones industriales.

Resumen de las características técnicas

Norma	NEMA MG-1	Potencia	20 HP
Frecuencia	60//50 Hz	Fijación	Con pies
Tensión	230/460//380 V	Brida	Sin
Numero de polos	4	Forma constructiva	F-3
Grado de protección	IP55	Caja de conexión ¹	Superior
Rotación sincrona	1800 rpm	Refrigeración	IC411 - TEFC

USD\$2,267.00 Un.

Comparar

230/460 V 60 Hz 4P

380 V 50 Hz 4P IE3

400 V 50 Hz 4P IE3

415 V 50 Hz 4P IE3

380 V 50 Hz 4P IE1

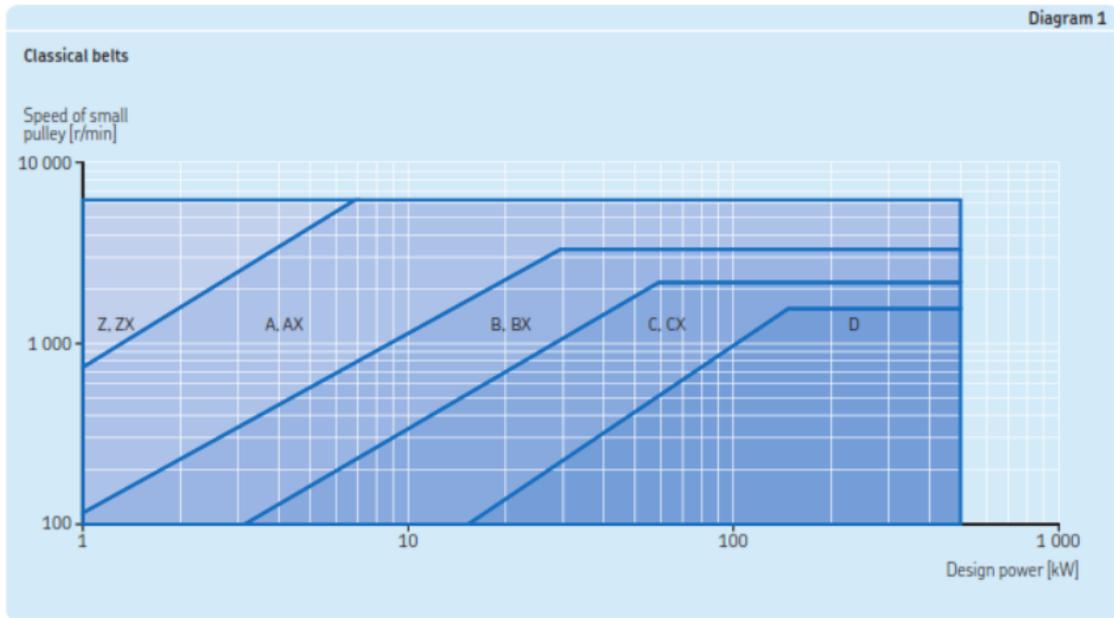
400 V 50 Hz 4P IE2

415 V 50 Hz 4P IE2

Motores Eléctricos

Carcasa	256T	Momento de inercia (J)	3.10 sq.ft.lb
Potencia	20 HP (15 kW)	Categoría	B
Numero de polos	4	Clase de aislamiento	F
Frecuencia	60 Hz	Factor de servicio	1.25
Rotación nominal	1750 rpm	Elevación de temperatura	80 K
Resbalamiento	1.67 %	Ciclo de servicio	Cont.(S1)
Tensión nominal	230/460 V	Método de partida	Partida directa
Corriente nominal	48.2/24.1 A	Temperatura ambiente	-20°C hasta +40°C
Corriente de arranque	333/166 A	Altitud	1000 m
Ip/In	6.9x(Cód. H)	Grado de protección	IP55
Corriente en vacío	19.2/9.60 A	Refrigeración	IC411 - TEFC
Torque nominal	59.3 ft.lb	Forma constructiva	F-3
Torque de arranque	240 %	Dirección de rotación ¹	Ambos
Torque máximo	260 %	Nivel de ruido ²	64.0 dB(A)
Tiempo de rotor bloqueado	54s (frío) 30s (caliente)	Masa aproximada ³	375 lb

ANEXO F: SELECCIÓN DE BANDAS



ANEXO G: DIÁMETRO DE POLEA MENOR

Recommended standard pulley diameters for faster shaft

Pulley datum diameters	Pulley datum diameters																									
	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	
Z	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
A						✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
B															✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
C																								✓*	✓	✓
D																										
SPZ/SPZ-XP					✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SPA/SPA-XP																										
SPB/SPB-XP																										
SPC/SPC-XP																										
ZX	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
AX					✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
BX																										
CX																										
XPZ		✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPA							✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPB																										
XPC																										

*Shows minimum pulley diameter for particular section. If smaller pulley diameter is used, the belt service life could be affected.

ANEXO H: DIÁMETRO DE POLEA MAYOR – metric ISO pulleys

Table 5b

	224	236	250	265	280	300	315	335	355	375	400	425	450	475	500	530	560	630	710	800	900	1000	1250
	mm																						
4.48	4.72	5	5.30	5.60	6	6.30	6.70	7.10	7.50	8	8.50	9	9.50	10	10.60	11.20	12.60	14.20	16	18	20	25	50
4	4.21	4.46	4.73	5	5.36	5.63	5.98	6.34	6.70	7.14	7.59	8.04	8.48	8.93	9.46	10	11.25	12.68	14.29	16.07	17.86	22.32	56
3.73	3.93	4.17	4.42	4.67	5	5.25	5.58	5.92	6.25	6.67	7.08	7.50	7.92	8.33	8.83	9.33	10.50	11.83	13.33	15	16.67	20.83	60
3.56	3.75	3.97	4.21	4.44	4.76	5	5.32	5.63	5.95	6.35	6.75	7.14	7.54	7.94	8.41	8.89	10	11.27	12.70	14.29	15.87	19.84	63
3.34	3.52	3.73	3.96	4.18	4.48	4.70	5	5.30	5.60	5.97	6.34	6.72	7.09	7.46	7.91	8.36	9.40	10.60	11.94	13.43	14.93	18.66	67
3.15	3.32	3.52	3.73	3.94	4.23	4.44	4.72	5	5.28	5.63	5.99	6.34	6.69	7.04	7.46	7.89	8.87	10	11.27	12.68	14.08	17.61	71
2.99	3.15	3.33	3.53	3.73	4	4.20	4.47	4.73	5	5.33	5.67	6	6.33	6.67	7.07	7.47	8.40	9.47	10.67	12	13.33	16.67	75
2.80	2.95	3.13	3.31	3.50	3.75	3.94	4.19	4.44	4.69	5	5.31	5.63	5.94	6.25	6.63	7	7.88	8.88	10	11.25	12.50	15.63	80
2.64	2.78	2.94	3.12	3.29	3.53	3.71	3.94	4.18	4.41	4.71	5	5.29	5.59	5.88	6.24	6.59	7.41	8.35	9.41	10.59	11.76	14.71	85
2.49	2.62	2.78	2.94	3.11	3.33	3.50	3.72	3.94	4.17	4.44	4.72	5	5.28	5.56	5.89	6.22	7	7.89	8.89	10	11.11	13.89	90
2.36	2.48	2.63	2.79	2.95	3.16	3.32	3.53	3.74	3.95	4.21	4.47	4.74	5	5.26	5.58	5.89	6.63	7.47	8.42	9.47	10.53	13.16	95
2.24	2.36	2.50	2.65	2.80	3	3.15	3.35	3.55	3.75	4	4.25	4.50	4.75	5	5.30	5.60	6.30	7.10	8	9	10	12.50	100
2.11	2.23	2.36	2.50	2.64	2.83	2.97	3.16	3.35	3.54	3.77	4.01	4.25	4.48	4.72	5	5.28	5.94	6.70	7.55	8.49	9.43	11.79	106
2	2.11	2.23	2.37	2.50	2.68	2.81	2.99	3.17	3.35	3.57	3.79	4.02	4.24	4.46	4.73	5	5.63	6.34	7.14	8.04	8.93	11.16	112
1.90	2	2.12	2.25	2.37	2.54	2.67	2.84	3.01	3.18	3.39	3.60	3.81	4.03	4.24	4.49	4.75	5.34	6.02	6.78	7.63	8.47	10.59	118
1.79	1.89	2	2.12	2.24	2.40	2.52	2.68	2.84	3	3.20	3.40	3.60	3.80	4	4.24	4.48	5.04	5.68	6.40	7.20	8	10	125
1.70	1.79	1.89	2.01	2.12	2.27	2.39	2.54	2.69	2.84	3.03	3.22	3.41	3.60	3.79	4.02	4.24	4.77	5.38	6.06	6.82	7.58	9.47	132
1.60	1.69	1.79	1.89	2	2.14	2.25	2.39	2.54	2.68	2.86	3.04	3.21	3.39	3.57	3.79	4	4.50	5.07	5.71	6.43	7.14	8.93	140
1.49	1.57	1.67	1.77	1.87	2	2.10	2.23	2.37	2.50	2.67	2.83	3	3.17	3.33	3.53	3.73	4.20	4.73	5.33	6	6.67	8.33	150
1.40	1.48	1.56	1.66	1.75	1.88	1.97	2.09	2.22	2.34	2.50	2.66	2.81	2.97	3.13	3.31	3.50	3.94	4.44	5	5.63	6.25	7.81	160
1.32	1.39	1.47	1.56	1.65	1.76	1.85	1.97	2.09	2.21	2.35	2.50	2.65	2.79	2.94	3.12	3.29	3.71	4.18	4.71	5.29	5.88	7.35	170
1.24	1.31	1.39	1.47	1.56	1.67	1.75	1.86	1.97	2.08	2.22	2.36	2.50	2.64	2.78	2.94	3.11	3.50	3.94	4.44	5	5.56	6.94	180
1.18	1.24	1.32	1.39	1.47	1.58	1.66	1.76	1.87	1.97	2.11	2.24	2.37	2.50	2.63	2.79	2.95	3.32	3.74	4.21	4.74	5.26	6.58	190
1.12	1.18	1.25	1.33	1.40	1.50	1.58	1.68	1.78	1.88	2	2.13	2.25	2.38	2.50	2.65	2.80	3.15	3.55	4	4.50	5	6.25	200
1.06	1.11	1.18	1.25	1.32	1.42	1.49	1.58	1.67	1.77	1.89	2	2.12	2.24	2.36	2.50	2.64	2.97	3.35	3.77	4.25	4.72	5.90	212
1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.34	1.41	1.50	1.58	1.67	1.79	1.90	2.01	2.12	2.23	2.37	2.50	2.81	3.17	3.57	4.02	4.46	5.58	224
1	1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.33	1.42	1.50	1.59	1.69	1.80	1.91	2.01	2.12	2.25	2.37	2.67	3.01	3.39	3.81	4.24	5.30	236
		1	1.06	1.12	1.20	1.26	1.34	1.42	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2	2.12	2.24	2.52	2.84	3.20	3.60	4	5	250
			1	1.06	1.13	1.19	1.26	1.34	1.42	1.51	1.60	1.70	1.79	1.89	2	2.11	2.38	2.68	3.02	3.40	3.77	4.72	265
				1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.34	1.43	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89	2	2.25	2.54	2.86	3.21	3.57	4.46	280
					1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.33	1.42	1.50	1.58	1.67	1.77	1.87	2.10	2.37	2.67	3	3.33	4.17	300
						1	1.06	1.13	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.59	1.68	1.78	2	2.25	2.54	2.86	3.17	3.97	315
							1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.34	1.42	1.49	1.58	1.67	1.88	2.12	2.39	2.69	2.99	3.73	335
								1	1.06	1.13	1.20	1.27	1.34	1.41	1.49	1.58	1.77	2	2.25	2.54	2.82	3.52	355
									1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.33	1.41	1.49	1.68	1.89	2.13	2.40	2.67	3.33	375
										1	1.06	1.13	1.19	1.25	1.33	1.40	1.58	1.78	2	2.25	2.50	3.13	400
											1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.48	1.67	1.88	2.12	2.35	2.94	425
												1	1.06	1.11	1.18	1.24	1.40	1.58	1.78	2	2.22	2.78	450
													1	1.05	1.12	1.18	1.33	1.49	1.68	1.89	2.11	2.63	475
														1	1.06	1.12	1.26	1.42	1.60	1.80	2	2.50	500
															1	1.06	1.19	1.34	1.51	1.70	1.89	2.36	530
																1	1.13	1.27	1.43	1.61	1.79	2.23	600
																	1	1.13	1.27	1.43	1.59	1.98	630
																		1	1.13	1.27	1.41	1.76	710
																			1	1.13	1.25	1.56	800
																				1	1.11	1.39	900
																					1	1.25	1000
																					1	1	1250

ANEXO I: POTENCIA DE LA BANDA

Power ratings Section B

Table 9c

Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]										Additional power per belt for speed ratio			
	125	132	140	150	160	170	180	190	200		1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
n/min	kW										kW			
100	0.47	0.51	0.56	0.63	0.69	0.75	0.81	0.87	0.93	0.01	0.02	0.04	0.05	
200	0.84	0.92	1.02	1.14	1.25	1.37	1.48	1.60	1.71	0.01	0.05	0.08	0.11	
300	1.18	1.30	1.43	1.60	1.77	1.93	2.10	2.26	2.43	0.02	0.07	0.13	0.16	
400	1.49	1.64	1.82	2.03	2.25	2.47	2.68	2.89	3.10	0.02	0.09	0.17	0.21	
500	1.78	1.97	2.18	2.45	2.71	2.97	3.23	3.49	3.75	0.03	0.12	0.21	0.26	
600	2.05	2.27	2.52	2.84	3.15	3.45	3.76	4.06	4.36	0.03	0.14	0.25	0.32	
700	2.31	2.57	2.85	3.21	3.57	3.92	4.26	4.61	4.95	0.04	0.17	0.29	0.37	
720	2.36	2.62	2.92	3.28	3.65	4.01	4.36	4.72	5.07	0.04	0.17	0.30	0.38	
800	2.56	2.85	3.17	3.57	3.97	4.36	4.75	5.13	5.52	0.04	0.19	0.34	0.42	
900	2.80	3.12	3.47	3.91	4.35	4.79	5.22	5.64	6.06	0.05	0.21	0.38	0.47	
960	2.94	3.27	3.65	4.11	4.58	5.03	5.49	5.93	6.37	0.05	0.23	0.40	0.50	
1000	3.03	3.37	3.76	4.25	4.72	5.20	5.66	6.12	6.58	0.05	0.24	0.42	0.53	
1100	3.24	3.62	4.04	4.56	5.08	5.59	6.09	6.59	7.08	0.06	0.26	0.46	0.58	
1200	3.45	3.85	4.31	4.87	5.42	5.96	6.50	7.03	7.55	0.06	0.28	0.50	0.63	
1300	3.65	4.08	4.56	5.16	5.74	6.32	6.89	7.45	8.00	0.07	0.31	0.55	0.68	
1400	3.84	4.29	4.80	5.43	6.05	6.66	7.26	7.85	8.43	0.07	0.33	0.59	0.74	
1440	3.91	4.37	4.90	5.54	6.17	6.80	7.41	8.01	8.59	0.07	0.34	0.60	0.76	
1500	4.02	4.49	5.03	5.70	6.35	6.99	7.62	8.23	8.83	0.08	0.36	0.63	0.79	
1600</														

ANEXO J: FACTORES DE CORRECCIÓN

Correction factors

Table 7

Arc of contact power correction factor C_3

$\frac{D-d}{CC}$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3
mm	deg.	-
0.00	180	1.00
0.05	177	0.99
0.10	174	0.99
0.15	171	0.98
0.20	169	0.97
0.25	166	0.97
0.30	163	0.96
0.35	160	0.95
0.40	157	0.94
0.45	154	0.93
0.50	151	0.93
0.55	148	0.92
0.60	145	0.91
0.65	142	0.90
0.70	139	0.89
0.75	136	0.88
0.80	133	0.87
0.85	130	0.86
0.90	127	0.85
0.95	123	0.83
1.00	120	0.82
1.05	117	0.81
1.10	113	0.80
1.15	100	0.78
1.20	107	0.77
1.25	104	0.75
1.30	101	0.73
1.35	97	0.72
1.40	93	0.70

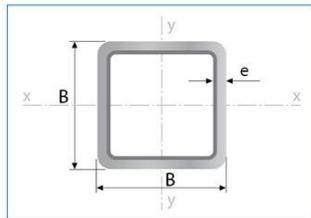
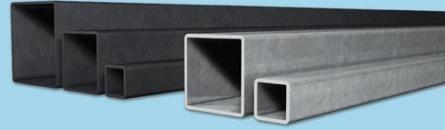
Table 8

Belt length correction factor C_1

Belt length	Correction factor									
	SPZ	SPA	SPB	SPC	BV	Z	A	B	C	D
	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	BV-XP	ZX	AX	BX	CX	
	XPZ	XPA	XPB	XPC						
	3V		5V							
	3V-XP		5V-XP							
	3VX		5VX							
mm	-									
400	0.50					0.87	0.68			
475	0.65					0.90	0.74	0.64		
530	0.74					0.93	0.78	0.70		
620	0.82	0.77				0.96	0.81	0.76		
710	0.84	0.79				0.99	0.83	0.78		
900	0.88	0.83	0.76			1.05	0.87	0.82	0.73	
1000	0.90	0.85	0.78			1.06	0.89	0.84	0.76	
1120	0.93	0.87	0.80			1.08	0.91	0.86	0.78	
1250	0.95	0.89	0.82			1.11	0.93	0.88	0.80	
1400	0.96	0.91	0.84	0.70		1.14	0.96	0.90	0.82	
1600	1.00	0.93	0.86	0.74		1.17	0.99	0.93	0.84	
1800	1.01	0.95	0.88	0.77		1.22	1.01	0.95	0.86	
2000	1.02	0.96	0.90	0.80	0.78	1.25	1.03	0.98	0.88	0.78
2240	1.05	0.98	0.92	0.83	0.80	1.28	1.06	1.00	0.91	0.80
2500	1.07	1.00	0.94	0.86	0.80	1.29	1.09	1.03	0.93	0.82
2800	1.09	1.02	0.96	0.88	0.82	1.29	1.11	1.05	0.95	0.84
3150	1.11	1.04	0.98	0.90	0.84		1.13	1.07	0.97	0.86
3550	1.13	1.06	1.00	0.92	0.86		1.15	1.09	0.99	0.88
4000	1.13	1.08	1.02	0.94	0.89		1.17	1.13	1.02	0.91
4500	1.13	1.09	1.04	0.96	0.91		1.17	1.15	1.04	0.93
5000		1.09	1.06	0.98	0.94		1.17	1.18	1.07	0.96
5600		1.09	1.08	1.00	0.96		1.17	1.20	1.09	0.98
6300			1.10	1.02	0.99		1.17	1.23	1.12	1.01
7100			1.12	1.04	1.02			1.23	1.15	1.04
8000			1.14	1.06	1.04			1.23	1.18	1.06
9000			1.14	1.08	1.07			1.23	1.21	1.09
10000			1.14	1.10	1.09			1.23	1.23	1.11
11200				1.12	1.12				1.23	1.14
12500				1.14	1.15				1.23	1.17

ANEXO K: CATÁLOGO DE PERFILES ESTRUCTURALES A36

Tubería Estructural Cuadrada



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Calidad de Acero:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM
A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

Aplicaciones

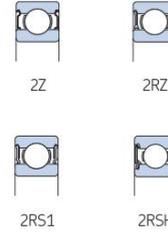
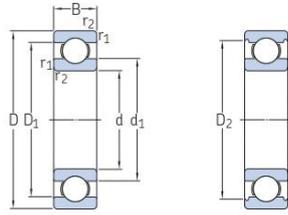
- Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques.
- Agroganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: soportes.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: columnas.
- Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.



Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x' = y-y'			
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
38	1,40	2,00	1,57	4,41	2,32	1,48
	1,50	2,13	1,67	4,67	2,46	1,48
	1,80	2,52	1,98	5,42	2,85	1,47
	2,00	2,78	2,18	5,89	3,10	1,46
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
120	2,50	11,59	9,10	264,81	44,13	4,78
	3,00	13,81	10,84	312,38	52,06	4,76
	4,00	18,15	14,25	402,38	67,06	4,71
	4,50	20,27	15,91	444,87	74,14	4,68
	5,00	22,36	17,55	485,73	80,95	4,66
	6,00	26,43	20,75	562,68	93,78	4,61
125	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,33	73,17	4,91
	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
135	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,98
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1146,43	152,86	5,84

ANEXO L: RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS – SKF

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 50 – 55 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones		
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾	
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–		
50 cont.	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,47	▶ 6210-2Z	6210-Z	
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,48	▶ 6210-2RZ	6210-RZ	
	90	23	35,1	23,2	0,98	–	4 800	0,54	▶ 62210-2RS1	–	
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,3	▶ 6310 M	–	
	110	27	65	38	1,6	–	4 300	1,1	▶ 6310-2RSH	▶ 6310-RSH	
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	▶ 6310	–	
	110	27	65	38	1,6	13 000	6 700	1,1	▶ 6310-2Z	6310-Z	
	110	40	61,8	38	1,6	–	4 300	1,6	▶ 62310-2RS1	–	
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	▶ 6410	–	
	55	72	9	9,04	8,8	0,375	–	5 300	0,083	▶ 61811-2RS1	–
		72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	9 500	0,083	▶ 61811-2RZ	–
		72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	▶ 61811	–
80		13	16,5	14	0,6	–	5 000	0,19	▶ 61911-2RS1	–	
80		13	16,5	14	0,6	17 000	8 500	0,19	▶ 61911-2RZ	–	
80		13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	▶ 61911	–	
90		11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,26	▶ 16011	–	
90		18	29,6	21,2	0,9	16 000	14 000	0,44	▶ 6011 M	–	
90		18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,38	▶ 6011	–	
90		18	29,6	21,2	0,9	–	4 500	0,4	▶ 6011-2RS1	6011-RS1	
90		18	29,6	21,2	0,9	16 000	8 000	0,4	▶ 6011-2Z	6011-Z	
100		21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	▶ 6211	–	
100		21	46,2	29	1,25	14 000	13 000	0,72	▶ 6211 M	–	
100		21	46,2	29	1,25	–	4 300	0,62	▶ 6211-2RSH	▶ 6211-RSH	
100		21	46,2	29	1,25	14 000	7 000	0,64	▶ 6211-2Z	6211-Z	
100		25	43,6	29	1,25	–	4 300	0,75	▶ 62211-2RS1	–	
120		29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	▶ 6311	–	
120		29	74,1	45	1,9	12 000	11 000	1,65	▶ 6311 M	–	
120		29	74,1	45	1,9	–	3 800	1,4	▶ 6311-2RSH	▶ 6311-RSH	
120		29	74,1	45	1,9	12 000	6 300	1,4	▶ 6311-2Z	6311-Z	
120		43	71,5	45	1,9	–	3 800	2,05	▶ 62311-2RS1	–	
140		33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	▶ 6411	–	

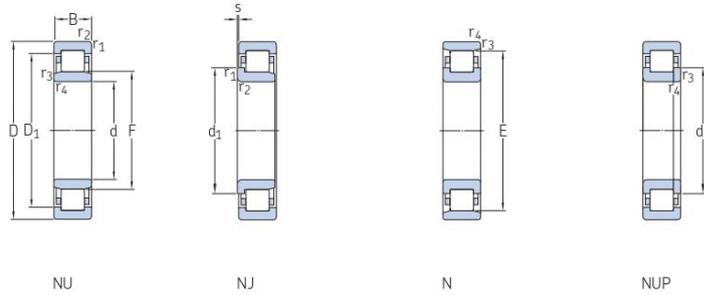
Rodamiento SKF Explorer

▶ Producto popular

¹⁾ Para los rodamientos con una sola placa de protección o un sello no rozante (Z, RZ), corresponden las velocidades límite de los rodamientos abiertos.

ANEXO M: RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS - SKF

6.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos d 45 – 55 mm



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾		
	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
d	D	B								
mm			kN	kN	r. p. m.	kg	–			
45 cont.	100	25	112	100	12,9	7 500	8 500	0,93	► NUP 309 ECP	J, M, ML, PH
	100	36	160	153	20	7 500	8 500	1,3	► NU 2309 ECP	ML
	100	36	160	153	20	7 500	8 500	1,35	► NJ 2309 ECP	ML
	100	36	160	153	20	7 500	8 500	1,35	► NUP 2309 ECP	ML
	120	29	106	102	13,4	6 700	7 500	1,65	► NJ 409	–
	120	29	106	102	13,4	6 700	7 500	1,65	► NU 409	–
50	80	16	46,8	56	6,7	9 500	9 500	0,27	► NU 1010 ECP	–
	90	20	73,5	69,5	8,8	8 500	9 000	0,47	► NU 210 ECP	J, M, ML, PH
	90	20	73,5	69,5	8,8	8 500	9 000	0,48	► N 210 ECP	M
	90	20	73,5	69,5	8,8	8 500	9 000	0,49	► NJ 210 ECP	J, M, ML, PH
	90	20	73,5	69,5	8,8	8 500	9 000	0,5	► NUP 210 ECP	J, M, ML, PH
	90	23	90	88	11,4	8 500	9 000	0,56	► NU 2210 ECP	J, M, ML, PH
	90	23	90	88	11,4	8 500	9 000	0,57	► NJ 2210 ECP	J, M, ML, PH
	90	23	90	88	11,4	8 500	9 000	0,59	► NUP 2210 ECP	J, M, ML, PH
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,1	► N 310 ECP	–
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,15	► NU 310 ECP	J, M, ML, PH
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,15	► NJ 310 ECP	J, M, ML, PH
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,15	► NUP 310 ECP	J, M, ML, PH
110	40	186	186	24,5	6 700	8 000	1,75	► NJ 2310 ECP	ML, PH	
110	40	186	186	24,5	6 700	8 000	1,75	► NU 2310 ECP	ML, PH	
110	40	186	186	24,5	6 700	8 000	1,75	► NUP 2310 ECP	ML, PH	
130	31	130	127	16,6	6 000	7 000	2	► NU 410	–	
130	31	130	127	16,6	6 000	7 000	2,05	► NJ 410	–	
55	90	18	57,2	69,5	8,3	8 500	8 500	0,39	► NU 1011 ECP	ML
	90	18	57,2	69,5	8,3	8 500	8 500	0,42	► NJ 1011 ECP	ML
	100	21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,65	► N 211 ECP	–
	100	21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,66	► NU 211 ECP	J, M, ML
	100	21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,67	► NJ 211 ECP	J, M, ML
	100	21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,68	► NUP 211 ECP	J, M, ML
	100	25	114	118	15,3	7 500	8 000	0,79	► NU 2211 ECP	J, M, ML, PH
	100	25	114	118	15,3	7 500	8 000	0,81	► NJ 2211 ECP	J, M, ML, PH
	100	25	114	118	15,3	7 500	8 000	0,82	► NUP 2211 ECP	J, M, ML, PH
	120	29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,45	► N 311 ECP	M
	120	29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,45	► NU 311 ECP	J, M, ML
	120	29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,5	► NJ 311 ECP	J, M, ML

Rodamiento SKF Explorer

► Producto popular

¹⁾ Al encargar rodamientos con una jaula estándar alternativa, el sufijo de la jaula estándar debe sustituirse por el sufijo de la jaula alternativa. Por ejemplo NU.. ECP pasa a ser NU.. ECLM. (para la velocidad admisible → página 511).

ANEXO N: CATALOGO DE TORNILLOS

TORNILLOS ROSCA MÉTRICA

Denominación: TORNILLOS ROSCA MÉTRICA

Códigos: T084, T963, T965, T985, D933, D912, D603, D125, D127, D9021, D934, D985

Referencia: FT MET-es

Fecha: 06/04/18

Revisión: 4

Página: 7 de 12

2.5 DIN-933

Tornillo rosca métrica hexagonal



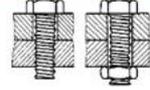
Propiedades



Acero



Recubrimiento
zincado



Unión chapas

Propiedades



Hexagonal

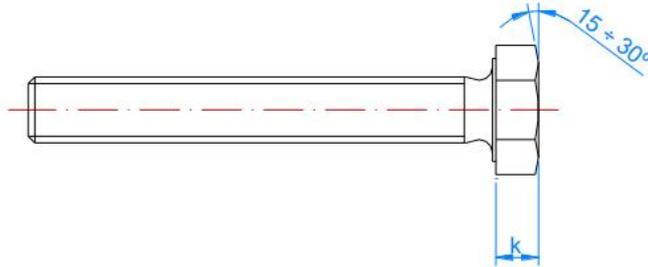
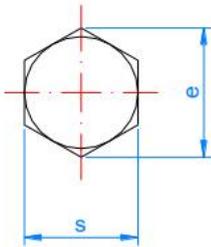


Cabeza hexagonal



Métrica

MÉTRICA		M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20
s: distancia entre caras	[mm]	10	13	17	19	22	24	27	30
k: espesor cabeza	[mm]	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5
e: distancia entre vértices	[mm]	10,89	14,20	18,72	20,88	23,91	26,17	29,56	32,95
Llave de instalación		10	13	17	19	22	24	27	30



ANEXO O: PROPIEDADES DEL AIRE

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

ANEXO P: PROPIEDADES DEL ACERO

Unidades de las propiedades	Valor
Densidad g/cm ³ (lb/in ³)	8,0 (0,29)
Modulo elástico GPa (10 ⁶ psi)	193 (28,0)
Resistencia eléctrica n Ω m	720
Calor específico J/kg*K (Btu/lb*F)	500 (0.12)
Conductividad térmica a 100 °C (212 °F) W/m*K (Btu/ft*h*F)	17,2 (9,6)
Rango de fusión °C (°F)	1400-1450 (2550-2650)

ANEXO Q: VENTILADOR STARTECH

Ventilador de PC 120x25mm con PWM – Conector con Modulación por Ancho de Pulso

Agregue un Ventilador controlado por PWM de Velocidad Variable al Gabinete de su Ordenador

ID del Producto: FAN12025PWM



- o Conector de 4 pines de Placa de Base con Modulación por Ancho de Pulso (PWM)
- o Diseño de rodamiento con lubricación permanente
- o Incluye cable divisor Y PWM

Su precio

€14,99 EUR excl. VAT

€18,14 EUR incl. VAT

[Dónde comprar](#)

Rendimiento	RPM	800 ~ 2200 RPM
	Velocidad de Flujo de Aire	33.20 ~ 78.41 CFM
	Nivel de Ruido	< 17.2 ~ 39 dBA
	MTBF	40,000 Hours
Requisitos Ambientales	Temperatura Operativa	-10°C to 70°C (14°F to 158°F)
	Temperatura de Almacenamiento	-20°C to 70°C (-4°F to 158°F)
	Humedad	HR 0 ~ 65%
Requisitos de Energía	Tensión de Entrada	12V DC
	Corriente de Entrada	320 mA

SIEMENS

Data sheet

6ED1055-4MH08-0BA1

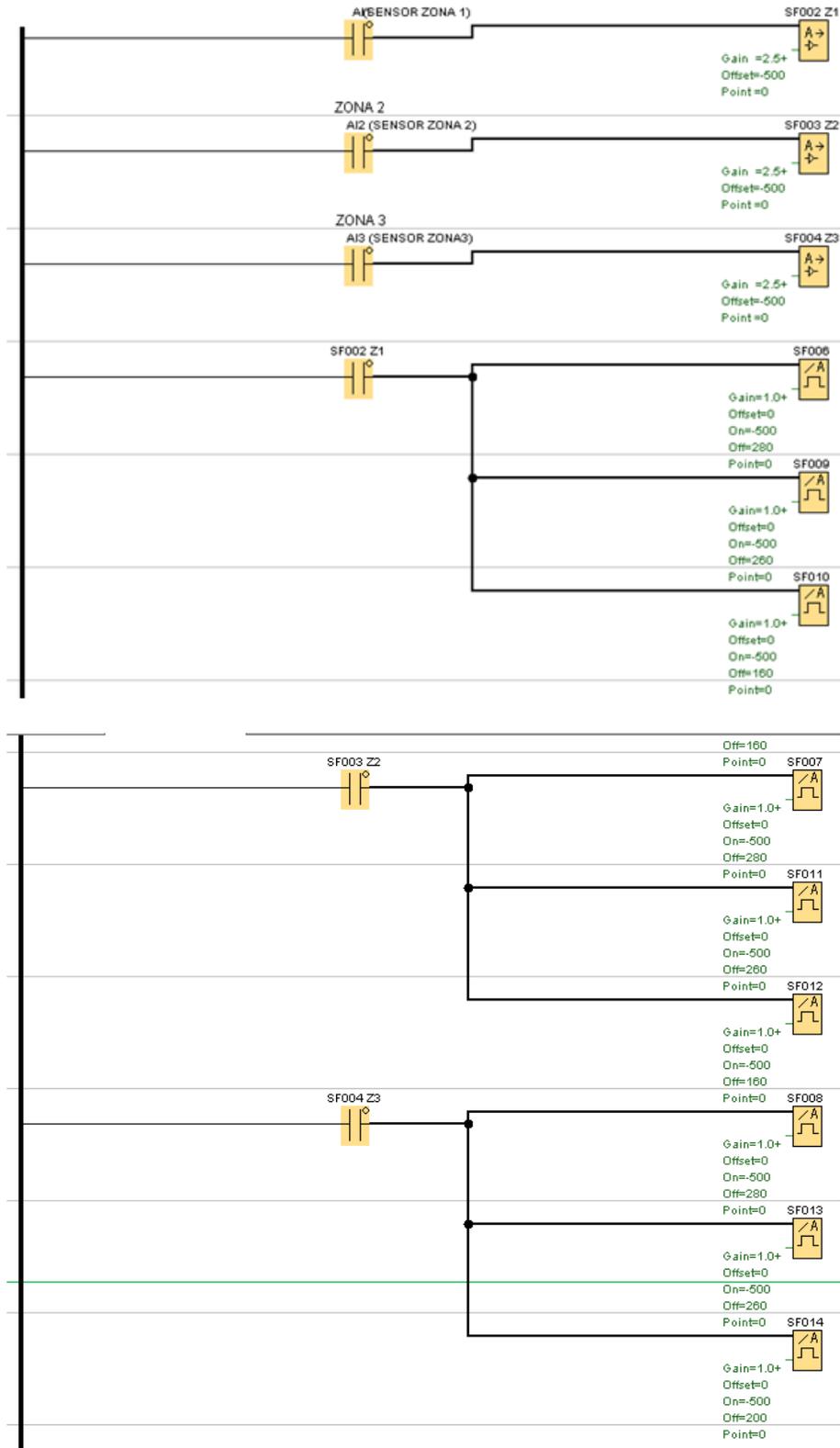
LOGO! TD text display, 6-line, 3 background colors, 2 Ethernet ports, installation accessories for LOGO! 8

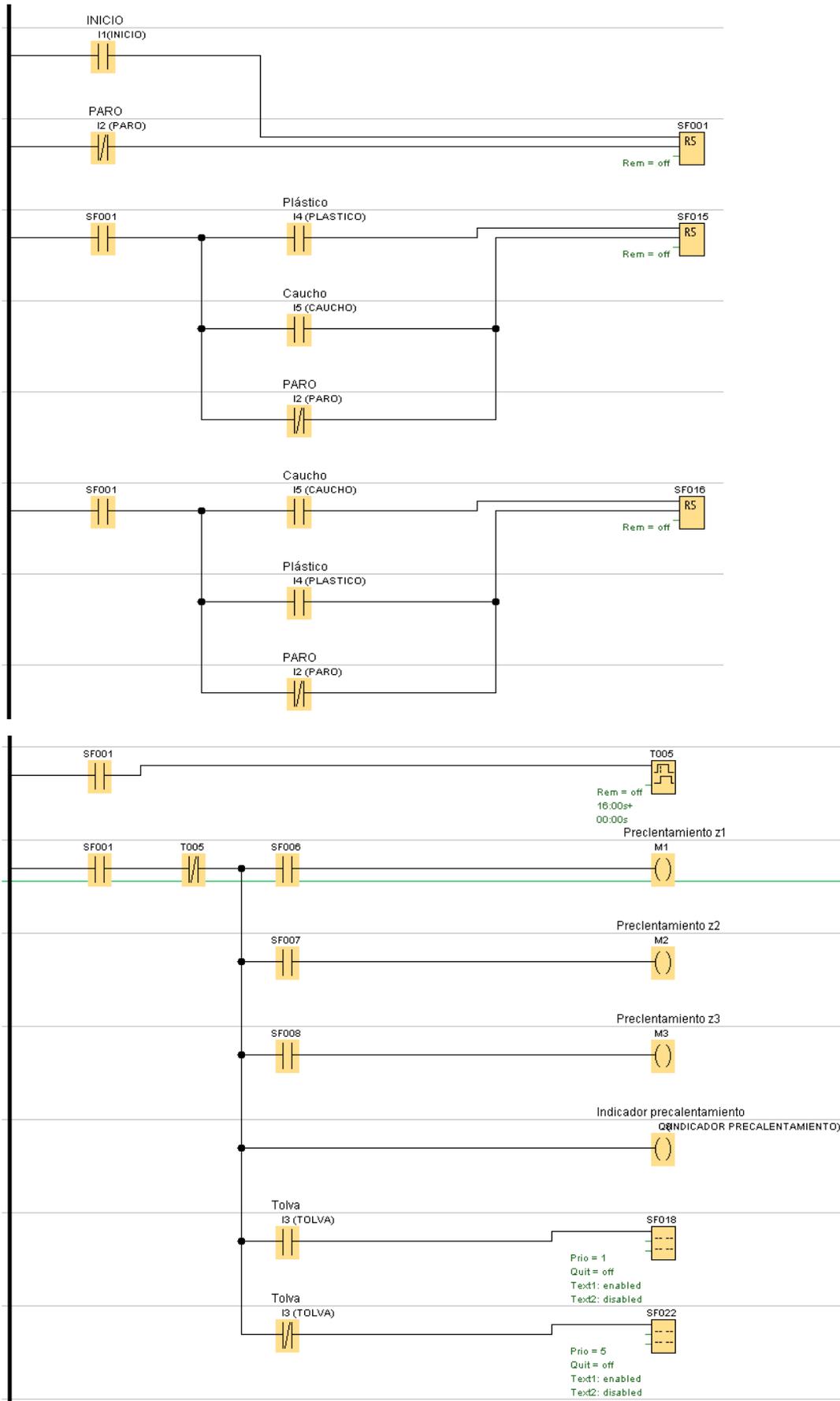


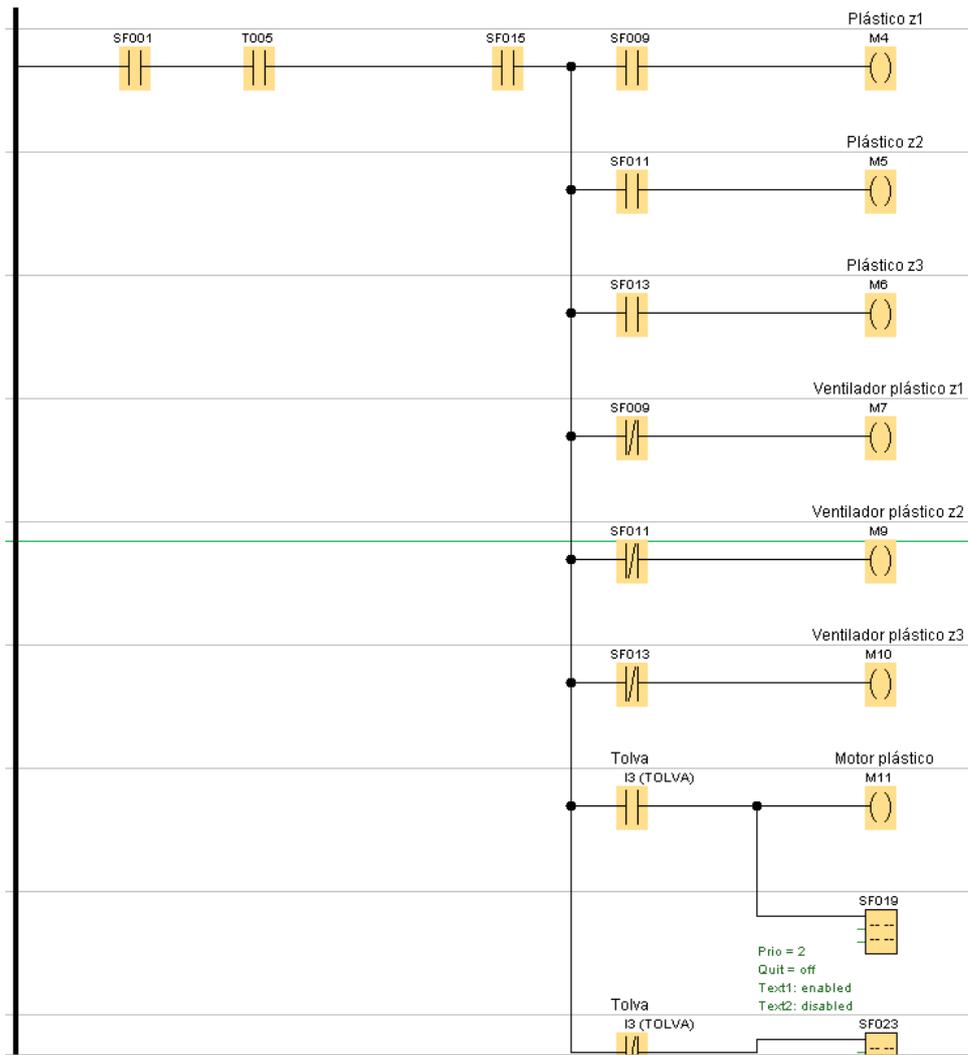
Figure similar

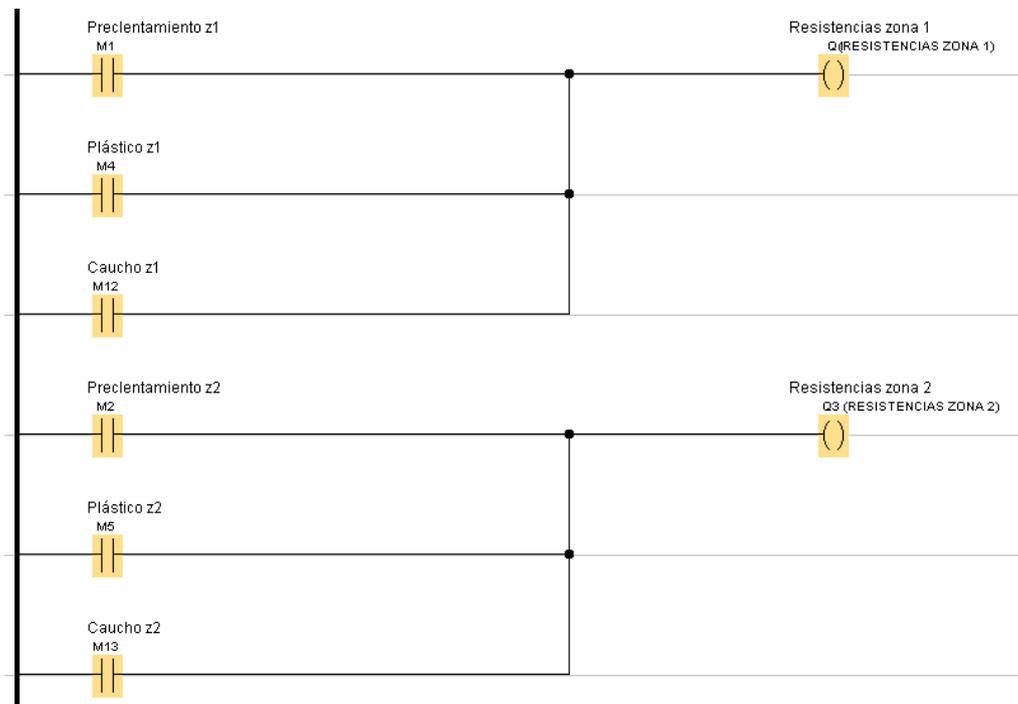
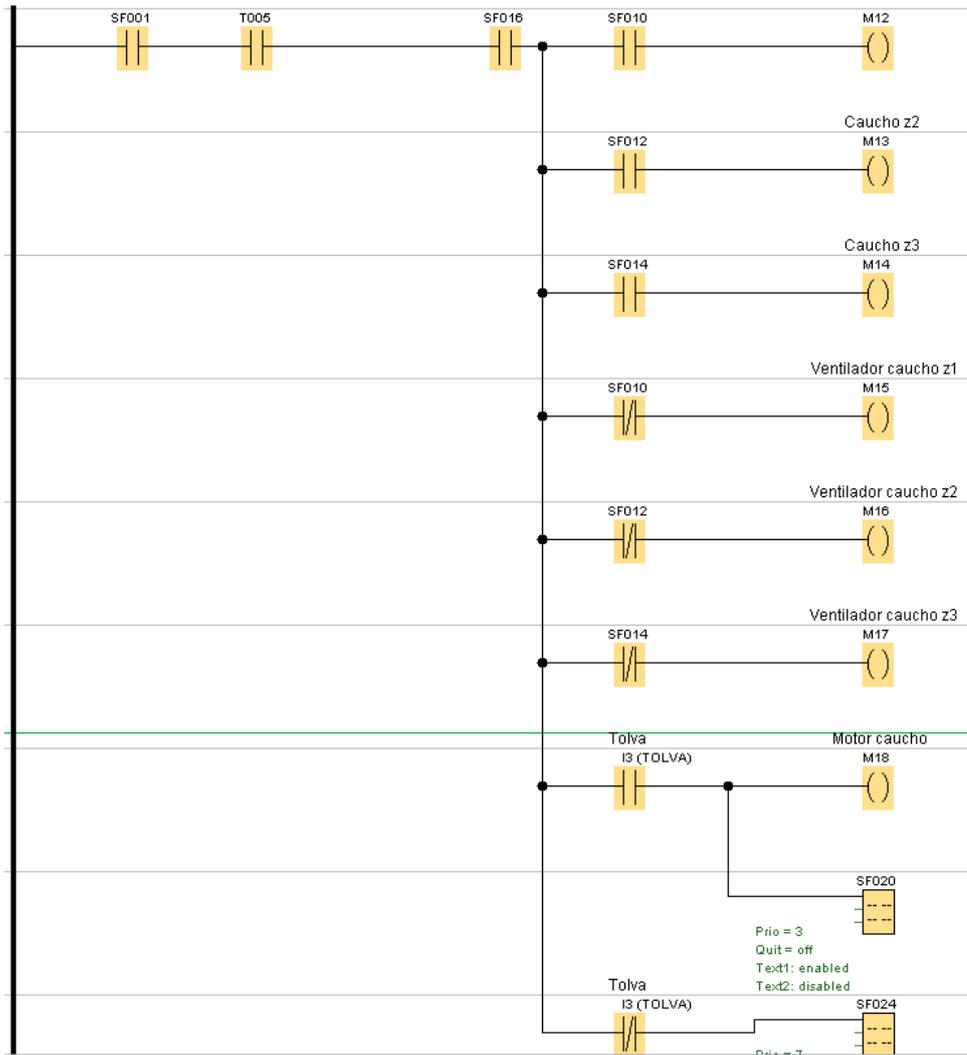
General information	
Product type designation	Text display
Suitability for use	Can be used with LOGO! 8 and higher
Display	
Design of display	FSTN
Line display	
• Number of lines	6
• Number of characters per line	20
Backlighting	
• Type of backlighting	LED
Control elements	
Keyboard fonts	
• System keys	Yes
— Number of configurable system keys	0
• alphanumeric keyboard	No
Installation type/mounting	
Wall mounting/direct mounting	No
Supply voltage	
Type of supply voltage	AC/DC
Rated value (DC)	12 V; 12/24 V DC, 24 V AC
Power loss	
Power loss, typ.	1.8 W; At 24 V DC
Interrupts/diagnostics/status information	
Diagnostics function	No
Degree and class of protection	
IP (at the front)	IP65

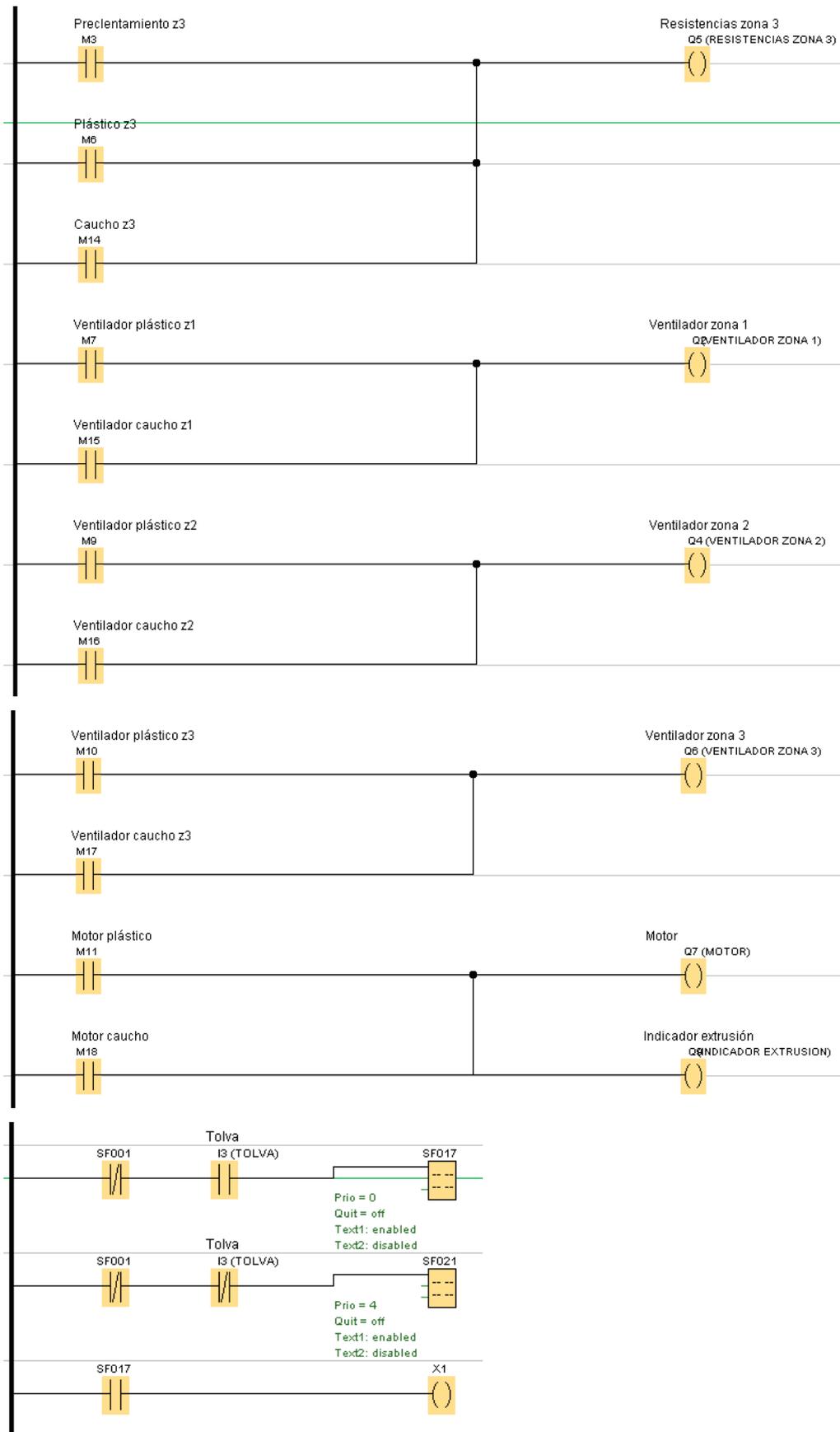
ANEXO S: PROGRAMACIÓN LOGO 8











ANEXO T: ANÁLISIS DE COSTOS**COSTOS DIRECTOS**

Costos de Material Mécanico				
Item	Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Plancha de Acero A36	1	\$ 178.00	\$ 178.00
2	Perfil IPN 50X50X4	1	\$ 73.00	\$ 73.00
3	Pernos M10X1.5X80	16	\$ 1.30	\$ 20.80
4	Pernos M20X1.5X70	6	\$ 1.70	\$ 10.20
5	Pernos M10X1.5X100	32	\$ 1.35	\$ 43.20
6	Pernos M10X1.5X120	32	\$ 1.40	\$ 44.80
7	Pernos M10X1.5X90	10	\$ 1.35	\$ 13.50
8	Esparrago M12X100	8	\$ 1.55	\$ 12.40
9	Electrodos E6011	2	\$ 13.50	\$ 27.00
Total				\$ 422.90
Sistema de transmisión				
Item	Material	Cantidad (m)	Valor Unitario	Valor Total
1	Eje- husillo	1.3	\$ 355.00	\$ 461.50
2	Eje perforado - 90 mm	1.3	\$ 633.00	\$ 822.90
3	Eje-Sistema de engranes	2.6	\$ 355.00	\$ 923.00
4	Eje- Engrane 4.3301"	0.06	\$ 625.00	\$ 37.50
5	Eje-Engrane 4.6188"	0.06	\$ 710.00	\$ 42.60
6	Eje-Engrane 6.044"	0.06	\$ 1,065.00	\$ 63.90
7	Eje-Engrane 8.6602"	0.06	\$ 1,420.00	\$ 85.20
8	Eje-Engrane 9.2375"	0.06	\$ 1,540.00	\$ 92.40
9	Eje-Engrane 12.0088"	0.06	\$ 1,835.00	\$ 110.10
10	Eje-Cabezal	0.11	\$ 1,243.00	\$ 136.60
11	Eje-Boquilla	0.04	\$ 355.00	\$ 14.20
Equipos		Tiempo (hora)	Costo/hora	Valor Total
1	Torno	15	25	375
2	Fresadora	10	30	300
3	Maquina CNC	8	50	400
Material		Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Polea Eje	1	\$ 120.00	\$ 120.00
2	Polea Motor	1	\$ 565.00	\$ 565.00
3	Chumaceras	8	\$ 30.00	\$ 240.00
Total				\$ 5,444.10
Sistema electrico y térmico				
Item	Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Motor 20 HP	1	\$ 2,300.00	\$ 2,300.00
2	Botonera	1	\$ 70.00	\$ 70.00
3	PLC	1	\$ 190.00	\$ 190.00
4	Resistencias	16	\$ 30.00	\$ 480.00
5	Ventiladores	3	\$ 35.00	\$ 105.00
6	Temocupla	4	\$ 12.00	\$ 48.00
7	Controlador Digital EO-CT9648-PDRS	1	\$ 35.00	\$ 35.00
Total				\$ 3,228.00

Componentes				
Item	Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Tolva	1	\$ 140.00	\$ 140.00
2	Soporte	2	\$ 40.00	\$ 80.00
3	Plato rompedor	1	\$ 50.00	\$ 50.00
4	Malla filtrante	3	\$ 10.00	\$ 30.00
5	Correa PHG SPB3750 SKF	3	\$ 65.00	\$ 195.00
Total				\$ 495.00

COSTOS INDIRECTOS

Varios				
Item	Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Ingenieriles	1	\$ 300.00	\$ 300.00
Total				\$ 300.00

Costos Directos	
Descripción	Valor Total
Costos de Material Mecánico	\$ 422.90
Sistema de transmisión	\$ 5,444.10
Sistema eléctrico y térmico	\$ 3,228.00
Componentes	\$ 495.00
Varios	\$ 300.00
Total	\$ 9,890.00

Costos Indirectos	
Descripción	Valor Total
Ingenieriles	\$ 300.00
Total	\$ 300.00

Costos Total	
Descripción	Valor Total
Costos Directos	\$ 9,890.00
Costos Indirectos	\$ 300.00
Total	\$ 10,190.00

ANEXO U: PLANOS