

Apéndice B. Sistema Extrusora

Valentina Angel Romero, Carlos José Barrios Álvarez, Brayan Yesid Parada Martínez y Héctor

Hernando Quintero Peláez*

2023

En este capítulo se encontrará la caracterización, el modelo teórico, el informe teórico-funcional, la propuesta de diseño y las actividades de intervención de la extrusora.

Tabla de Contenido

1.	Caracterización	3
2.	Modelado Teórico	5
2.1	Tornillo de extrusión	6
2.1.1	Relación de longitud	7
2.1.2	Zonas del tornillo	7
2.1.3	Flujos en el tornillo	9
2.1.4	Potencia del tornillo	10
2.1.5	Pandeo del tornillo	13
2.2	Camisa del tornillo de extrusión.....	15
2.3	Tornillos sujeción de la boquilla	16
2.4	Resistencias eléctricas	18
3.	Informe del análisis teórico – funcional.....	21
4.	Propuesta de diseño.....	34
4.1	Diseño general.....	36

* Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Universidad Industrial de Santander

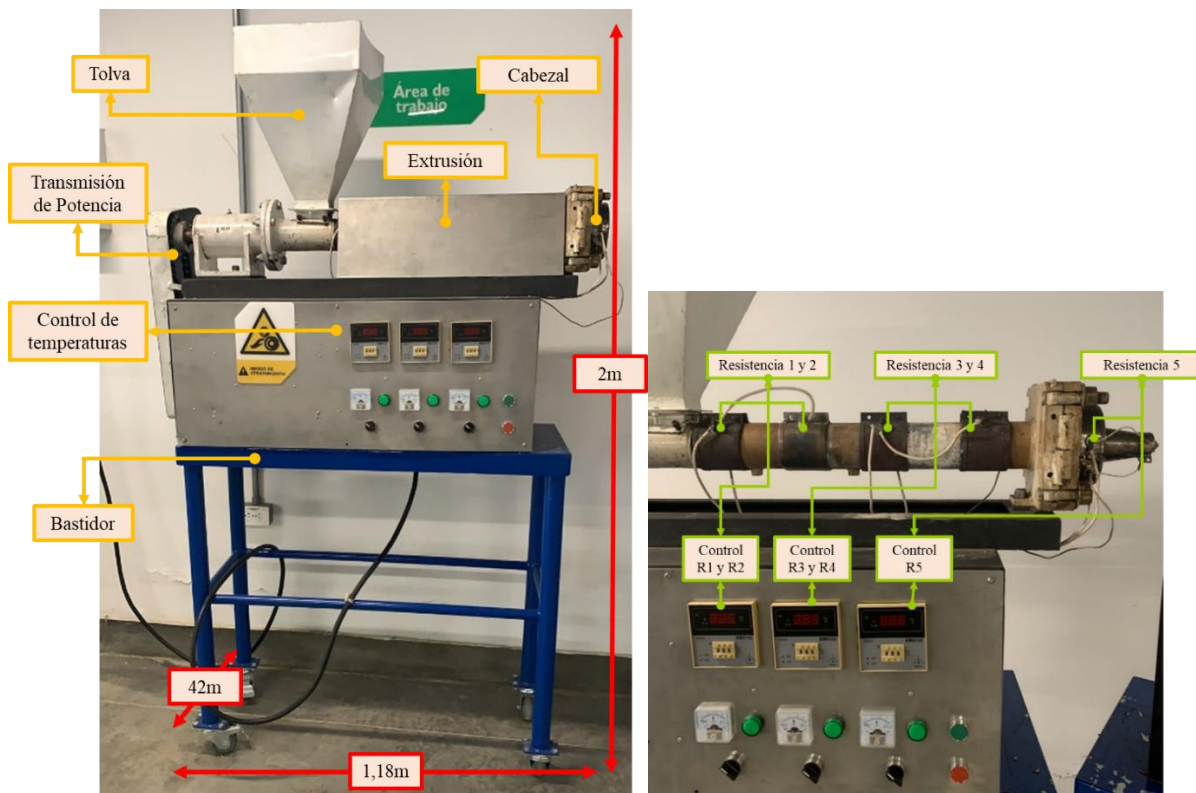
4.2	Selección del motor	38
4.3	Resistencias eléctricas	38
4.4	Plato rompedor	38
4.5	Tornillos de sujeción	39
4.6	Selección de rodamientos.....	42
4.6.1	Selección de rodamientos para el tornillo.	42
4.6.2	Lubricación de los rodamientos	47
4.7	Boquillas.....	53
4.8	Ficha técnica.....	54
5.	Actividades de intervención.....	55
	Referencias bibliográficas.....	61

1. Caracterización

En la Figura 1 se evidencian las condiciones iniciales, los componentes y las medidas generales de la máquina. Funciona con una alimentación trifásica a 220V, posee cinco resistencias tipo abrazadera y tiene variador de frecuencia para las revoluciones del tornillo. Cabe resaltar la máquina en ese momento no tenía la boquilla para peletizado.

Figura 1.

Componentes y sistemas extrusora



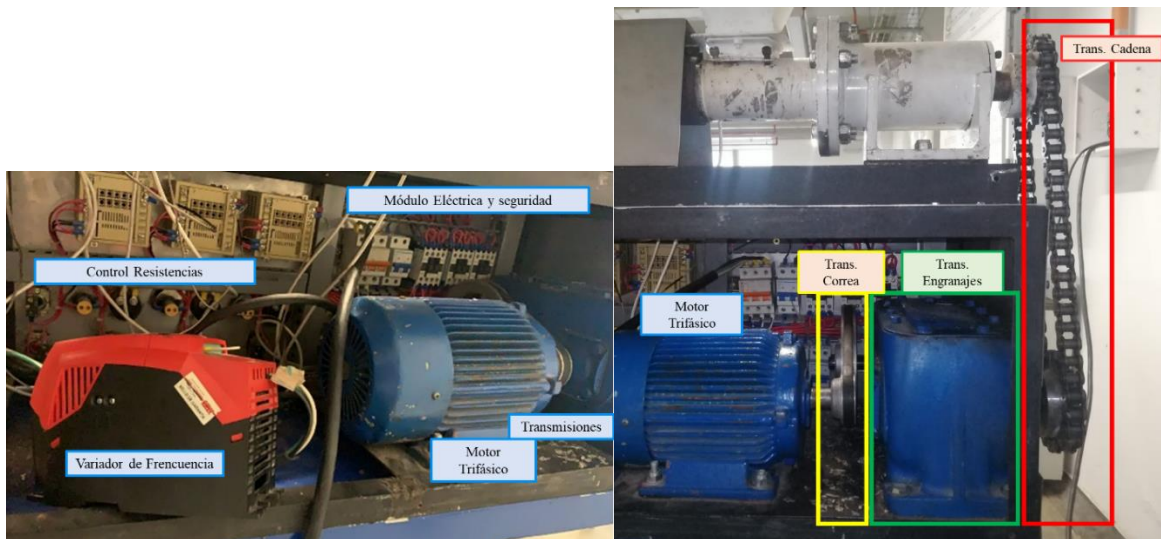
La extrusora tiene cuatro resistencias en la camisa del tornillo y una resistencia en la conexión entre el cabezal y la boquilla para asegurar que el polímero a extruir tenga la temperatura y estado necesario para formar filamento. Normalmente las extrusoras utilizadas en la industria no tienen ese tipo de resistencia ubicada en la boquilla, sin embargo, debido al diseño robusto del

cabezal de la máquina se precisa hacer uso de una resistencia adicional. La máquina cuenta con controles on-off y los testigos para las resistencias, no obstante, no todos están en funcionales.

A nivel interno, por la parte posterior de la máquina, se encuentra el suministro de energía, la transmisión de potencia y el variador de frecuencia. La extrusora tiene tres transmisiones de potencia que se observan en la Figura 2, el recuadro amarillo muestra la transmisión por correa entre el motor de 2,4HP y el reductor, el recuadro verde resalta la caja reductora de engranajes y en el recuadro rojo se encuentra la etapa final por transmisión por cadena de 1:1, con unas revoluciones de trabajo de 37 rpm.

Figura 2.

Parte interna extrusora



El sistema eléctrico y electrónico está en la parte posterior de la máquina, cabe mencionar que es de difícil acceso debido a que se encuentra detrás del motor, y el espacio es muy reducido para manipular los elementos que conforman el control y alimentación de las resistencias. Además, su ubicación es poco conveniente en el sentido que queda debajo del subsistema de calentamiento y gran parte del calor lo absorbe los elementos eléctricos y electrónicos.

Respecto a su funcionamiento, es fundamental definir la capacidad térmica de sus resistencias y el flujo masico que maneja; dado que la maquina no tiene una ficha técnica es necesario realizar una serie de actividades para obtener dicha información. En primer lugar, se realiza una inspección donde se encuentra que cada resistencia posicionada en el cilindro tiene una potencia de 700 W a 220V con unas medidas de Ø80mm x 80mm; y la que está instalada en el cabezal tiene una capacidad de 650 W a 220 V y mide Ø128mm x 45mm. Con dicha información se prueba el tiempo de calentamiento del equipo, donde se obtiene un aproximado de 2 horas para alcanzar temperaturas de entre 200°C - 250°C, lo cual es mucho tiempo de preparación para una máquina a escala de laboratorio.

De igual manera, para encontrar el valor del flujo másico se realizó una prueba sencilla con PET virgen. Inicialmente se elaboró una limpieza profunda a la máquina, garantizando que no tuviera material en su interior. Luego, se tomó datos para un tiempo de 10 min donde la maquina estaba operando de manera estable y se evaluó la cantidad de material que entró por la tolva y salió como extrusión. Estos datos se extrapolaron para saber el flujo másico en kilogramos por hora (kg/h) a partir del plástico procesado, el período de producción continua y una velocidad que permita controlar el material a la salida: la extrusora, puede procesar en promedio 0.8 kg/h. Se observa que a máximas revoluciones no es posible hacer control de la producción.

2. Modelado Teórico

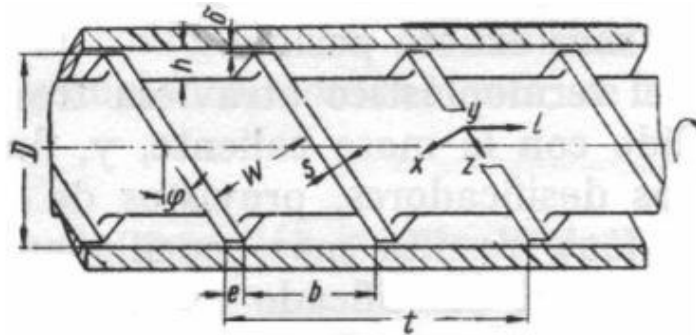
Con los datos recopilados en la caracterización sumado a la bibliografía sobre el modelado de la transformación de plástico por extrusión y diseño mecánico, se presenta de manera detallada el proceso de diseño y selección de los elementos involucrados en la máquina.

2.1 Tornillo de extrusión

El modelamiento teórico se basó en el libro de Transformación de plástico de (Savgorodny, 1978). En él se define el tornillo como el órgano fundamental de trabajo de una máquina extrusora y las variables principales que lo definen son el diámetro del tornillo, la relación de su longitud con el diámetro L/D y la velocidad de giro. Ahora bien, para su diseño, los parámetros geométricos se presentan en la Figura 3.

Figura 3.

Geometría de diseño para un tornillo extrusor.



Nota: Tomado de (Savgorodny, 1978)

Dónde:

h es la profundidad del canal.

e es la anchura de la hélice.

W es la anchura del canal.

δ es la holgura entre cilindro y husillo.

t es el paso del husillo.

D es el diámetro exterior del husillo.

b es la distancia entre filetes.

L es la longitud total del husillo

φ Ángulo de a hélice

De igual manera, el libro presenta algunas ecuaciones empíricas con rangos recomendados desde la industrial para el cálculo del tornillo.

$$t = [0.8 \text{ a } 1.2] * D$$

$$e = [0.06 \text{ a } 0.1] * D$$

$$\delta = [0.002 \text{ a } 0.003] * D$$

Teniendo en cuenta, la geometría y los valores recomendados se presentan las ecuaciones que definen las variables para el diseño del tornillo según (Savgorodny, 1978):

- **Ángulo de hélice φ y Diámetro medio del husillo D_m**

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{t}{\pi * D_m} \right) \quad D_m = \frac{2 * D - 2 * h_1}{2}$$

Donde:

h_1 es la profundidad del canal de alimentación.

2.1.1 Relación de longitud

Es la relación fundamental para definir el tornillo, dado que es la proporción entre las posibilidades de capacidad y tamaño de la máquina. De acuerdo con (Savgorodny, 1978) debe estar en un rango de entre 6 a 40, pero el más usado a nivel industrial se encuentra entre 20 a 25. Para la extrusora en el laboratorio la relación está en:

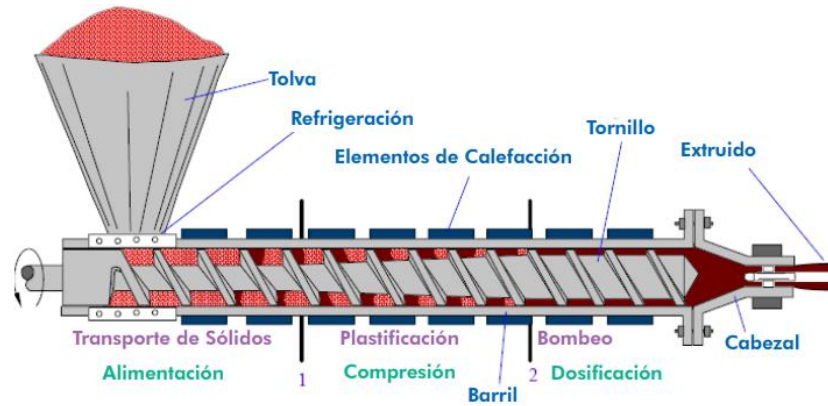
$$\frac{L}{D} = \frac{760 \text{ mm}}{36 \text{ mm}} = 21$$

2.1.2 Zonas del tornillo

En la Figura 4 se pueden observar las zonas de husillo: alimentación, compresión y dosificación. La configuración geométrica de cada una va en función del material a transformar (Savgorodny, 1978), como su viscosidad, densidad, capacidad térmica y características mecánicas. A continuación, se presentan las variables recomendadas para cada función.

Figura 4.

Zonas del tornillo.



Nota: Tomado de (Bornacelli & Gutiérrez, 2008)

✓ Zona de alimentación: Es la sección del tornillo por donde ingresa la materia prima y se empieza a elevar la temperatura. Se define según (Savgorodny, 1978):

$$\text{Profundidad del canal de alimentación } h_1 = (0,12 \text{ a } 0,16) * D$$

$$\text{Longitud del canal de alimentación } L_1 = 0.4 * L$$

✓ Zona de transición / compresión: En esta zona del tornillo la altura de los filetes se reduce progresivamente para que compactar el material y expulsar el aire hacia la zona de alimentación. La longitud de esta zona está definida por (Savgorodny, 1978), como:

$$\text{Longitud del canal de transición } L_2 = 0.35 * L$$

✓ Zona de dosificación: El material se encuentra en estado vítreo. Se hace homogéneo y se aproxima a una temperatura uniforme. Es la zona más cercana al cabezal de la extrusora:

$$\text{Profundidad del canal de dosificación } h_3 = 0,5 * \left[D - \sqrt{D^2 - \frac{4 * h_1}{i} * (D - h_1)} \right]$$

$$\text{Longitud del canal de dosificación } L_3 = 0.25 * L$$

Para la extrusora que se encuentra en el laboratorio, se realizó un desmonte del tornillo y se tomaron las medidas geométricas para definir los valores recomendados que tiene en su diseño y poder diagnosticarla. Los valores obtenidos se muestran en la Tabla 1:

Tabla 1.

Valores geométricos medidos en la extrusora del laboratorio

Valores geométricos Tornillo Laboratorio	
Parámetro	Valor
Diámetro D	36 mm
Longitud total L	760 mm
L/D	21
Longitud alimentación L_1	220 mm
Profundidad alimentación h_1	5 mm
Longitud transición L_2	360 mm
Longitud dosificación L_3	180 mm
Profundidad dosificación h_3	1.75 mm
Anchura hélice e	7 mm
Holgura entre cilindro y tornillo δ	0.5 mm

2.1.3 Flujos en el tornillo

Según (Parra, 2017) el flujo a través del tornillo se da por el giro, la presión y las pérdidas de material, donde cada uno depende de variables geométricas que definen las constantes que se presentan a continuación. Éstas a su vez que se relacionan con la constante del cabezal que hace referencia a la geometría de la boquilla (número de orificios N_o , diámetro salida D_o , el espesor b). Parra lo define el flujo Q a partir de las ecuaciones

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

- ✓ Constante del flujo de arrastre α : Se refiere al flujo directo que es provocado por el giro del tornillo.

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

- ✓ Constante del flujo de presión β : Se refiere al flujo inverso es la componente que se opone al flujo en el sistema.

$$\beta = \frac{m * h^3 * \left(\frac{t}{m} - e\right) * \cos\varphi}{12 * L}$$

- ✓ Constante del flujo de pérdida γ : Se refiere al módulo que se da por las pérdidas de material.

$$\gamma = \frac{\pi^2 * D^2 * \delta^3 * \tan(\varphi)}{10 * e * L}$$

- ✓ Constante del cabezal K :

$$K = \frac{\pi * N_{orificios} * D_o^4}{128 * b}$$

2.1.4 Potencia del tornillo

Para el cálculo de la potencia del tornillo, según (Savgorodny V. , 1978) se estima la energía que se requiere para procesar el material seleccionado en la extrusión. Con el valor obtenido, se selecciona el motor y las transmisiones de potencia, de acuerdo con los catálogos disponibles. Se define por medio de la siguiente ecuación:

$$POT = \left(\frac{\pi^3 * D^3 * \left(\frac{2\pi * n}{60}\right)^2}{h_1} \right) * L * \mu + \frac{\left(\frac{Q_f}{60} * P_{máx}\right)}{\cos^2(\varphi)} + \left(\frac{\pi^2 * D^2 * \left(\frac{2\pi * n}{60}\right)^2 * e}{\delta * \tan(\varphi)} \right) * L * \mu$$

Siendo:

n son las revoluciones del tornillo.

Q_f es el caudal de fuga, que establece la relación entre el caudal volumétrico Q y la constante del cabezal K .

$$Q_f = \gamma * \frac{Q}{K}$$

$P_{m\acute{a}x}$ es la presión máxima a la que trabaja la extrusora, según (Savgorodny, 1978) se define:

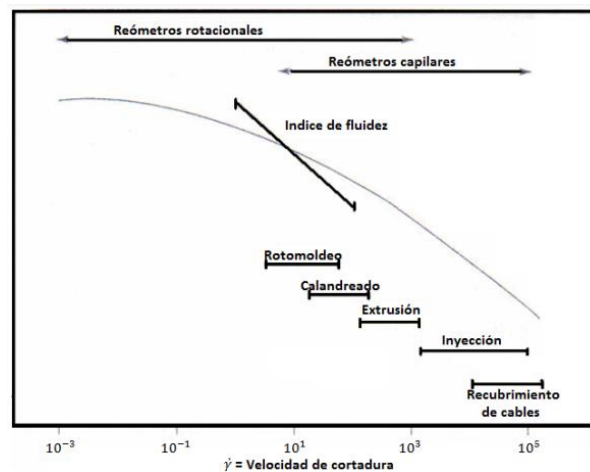
$$P_{m\acute{a}x} = \frac{6 * \pi * D * L * n * \mu}{h_1^2 * \tan(\varphi)}$$

μ es la viscosidad efectiva del PET, que se define a partir de la tasa de corte y las temperaturas de trabajo. Se muestra a continuación:

✓ Intervalos de velocidad de cortadura: El intervalo de velocidad de cortadura permite determinar el número de revoluciones que se necesita para la velocidad de corte en el proceso de extrusión. Experimentalmente, se ha encontrado que la mayoría de los plásticos fundidos poseen un comportamiento geológico razonable pseudoplástico (Gómez & Gutiérrez, 2007) En la Figura 5 se puede ver que a medida que el intervalo de corte es mayor la curva de viscosidad obtiene pendientes decrecientes. Además, para extrusión el intervalo de corte opera entre aproximadamente 100 y 1000 s^{-1} .

Figura 5.

Intervalos de velocidad de cortadura.



Nota: Extraída de (Gómez & Gutiérrez, 2007)

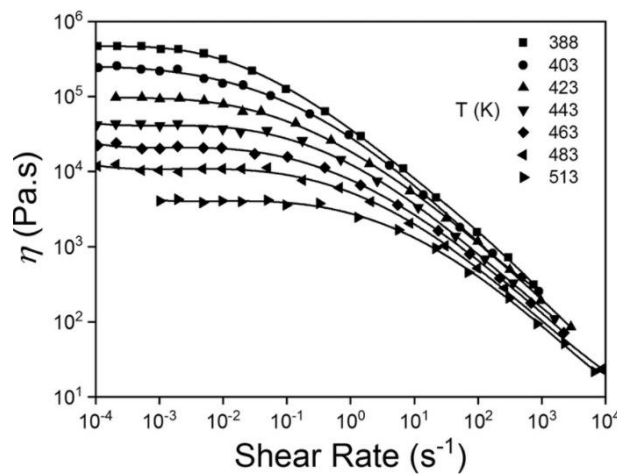
La tasa de corte (*shear rate*) se calcula a partir de la siguiente ecuación (Giles, Wagner, & Mount, 2005):

$$Shear\ rate = \frac{\pi * D * n}{h_1}$$

✓ Viscosidad efectiva del PET μ : Es una característica del material que se estima mediante diagramas (Figura 6) en función de la temperatura y la velocidad de cortadura.

Figura 6.

Viscosidad efectiva vs tasa de corte para un rango de temperaturas del PET



Nota: Tomado de (Dunstan, 2019)

Al aplicar la teoría de transformación de plásticos y diseño de extrusoras de (Savgorodny, 1978) a los datos geométricos de la Tabla 1, y las recomendaciones se definieron los datos teóricos para la extrusora del laboratorio, teniendo en cuenta la potencia del motor de 2,4HP. Según el modelado matemático realizado en el programa EES, sus resultados se muestran en la Tabla 2. Se encuentra que las revoluciones de operación 37rpm no coinciden con las revoluciones teóricas de trabajo 18rpm, se analiza en el capítulo 3.

Tabla 2.

Datos teóricos extrusor laboratorio

Datos teóricos Extrusora Laboratorio	
Parámetro	Valor
Potencia del motor POT	2.4 HP
Eficiencia η	0,8
Potencia en el tornillo POT	1.9 HP
Revoluciones n	18 rpm
Flujo teórico Q	2.2 kg/h
Caudal en fuga teórico Q_f	0.972 kg/h
Viscosidad efectiva PET μ	400 Pa.s
Presión máxima $P_{m\acute{a}x}$	57.43 MPa

2.1.5 Pandeo del tornillo

Una vez determinada la geometría del tornillo es preciso analizar si falla por pandeo de acuerdo con la teoría de (Mott, 2006). Para ello, se debe calcular el radio de giro, el momento de inercia y longitud pandeo antes de calcular la esbeltez del husillo. Primero se calcula el radio de giro del tornillo:

$$R_{giro} = \sqrt{\frac{I}{A}} \qquad R_{giro} = \sqrt{\frac{8.24510^{-8}}{0.001018}} = 0.09$$

Donde:

I es el momento de inercia de la sección transversal.

A es el área de la sección transversal.

El momento de inercia y área de una circunferencia se calculan así, donde r es el radio de la circunferencia del tornillo.

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} = \frac{\pi * 0.018^4}{4} \qquad A = \pi * r^2 = \pi * 0.018^2$$

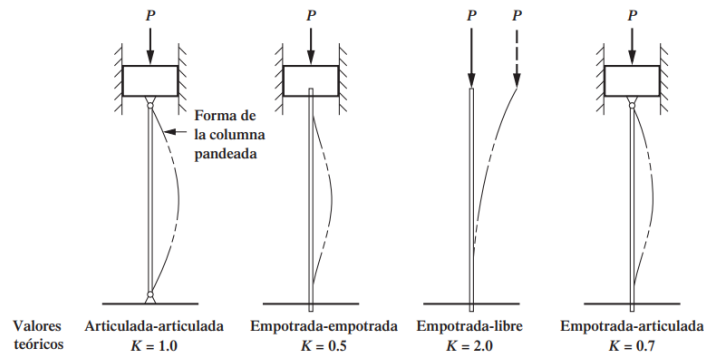
$$I = 8.24510^{-8} [m^4] \qquad A = 0.001018 [m^2]$$

Después se calcula la longitud de pandeo de un elemento sometido a compresión L_e , donde K va tomando diferentes valores según la condición de los apoyos en los extremos, tal como se muestra en la Figura 7. Para este caso se selecciona el caso 1 de articulada – articulada, por tanto $K = 1$.

$$L_e = L * K \quad L_e = 0.76$$

Figura 7.

Longitud de pandeo L_e en diferentes condiciones en los extremos.



Nota: Tomado de (Mott, 2006)

✓ Cálculo de la relación de esbeltez

En primer lugar, de acuerdo con la teoría de (Mott, 2006) se realiza el cálculo del esfuerzo critico por pandeo. De modo que se pueda comparar con el valor del esfuerzo a la compresión del material del tornillo: Acero de aleación 38CrMoAlA que tiene un valor de 930MPa , tomado de (Birth LH, s.f), y definir si falla por pandeo primero que por compresión.

$$\sigma_{crit} = \frac{\pi^2 * E}{\left(\frac{L_c}{R_{giro}}\right)^2 * 10^6} [MPa]$$

$$\sigma_{crit} = \frac{\pi^2 * 190 * 10^9}{\left(\frac{0.76}{0.09}\right)^2 * 10^6} [MPa]$$

$$\sigma_{crit} = 263 [MPa]$$

$$\sigma_{comp} = 930 [MPa]$$

$$\sigma_{comp} > \sigma_{crit}$$

Como el esfuerzo crítico es menor que la resistencia a la compresión del material entonces significa que el tornillo fallaría primero por pandeo que por esfuerzos a compresión. El siguiente paso es comparar la carga crítica por pandeo y la carga máxima axial de trabajo, si la carga máxima axial es menor que la carga crítica significa que el tornillo no fallará por pandeo.

Carga crítica:

$$F_c = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2 * 1000} [KN]$$

$$F_c = \frac{\pi^2 * 190 * 10^9 * 8.245 * 10^{-8}}{0.76^2 * 1000} [KN]$$

$$F_c = 267.7 [KN]$$

Carga máxima de trabajo:

$$F_{trabajo} = \frac{P_{max}}{1000} * A [KN]$$

$$F_{trabajo} = \frac{45.3}{1000} * 0.001018 [KN]$$

$$F_{trabajo} = 46.11 [KN]$$

$$F_{trabajo} < F_c$$

Como la carga máxima de trabajo es menor que la carga critica, el tornillo no fallará por pandeo.

2.2 Camisa del tornillo de extrusión

Para encontrar el espesor del cilindro que cubre el tornillo se hace el cálculo que corresponde a recipientes a presión de pared gruesa, según (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) se presentan las ecuaciones:

$$\sigma_r = r_i^2 \cdot \left[\frac{P_{máx}}{r_e^2 - r_i^2} \right] \cdot \left[1 - \frac{r_e^2}{r_i^2} \right]$$

$$\sigma_t = r_i^2 \cdot \left[\frac{P_{máx}}{r_e^2 - r_i^2} \right] \cdot \left[1 + \frac{r_e^2}{r_i^2} \right]$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_Y}{F_S}$$

$$\sigma_{admisible} = P_{máx} \cdot \left[\frac{r_i^2 + r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \right]$$

$$e_{min} = r_e - r_i$$

Donde:

σ_r es el esfuerzo radial.

F_s es el factor de seguridad.

σ_t es el esfuerzo tangencial.

e_{min} es el espesor mínimo.

$\sigma_{admisible}$ es el esfuerzo admisible.

r_e es el radio exterior de la camisa.

σ_Y es el esfuerzo de fluencia del material.

r_i es el radio interior de la camisa.

Según (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) con los datos geométricos base y el material de la camisa se puede generar un sistema de ecuaciones del que se obtengan los esfuerzos generados en la pieza y se defina el factor de seguridad que maneja. Es así como en el caso de la extrusora que está en el laboratorio se tomaron las medidas geométricas necesarias para crear el sistema de ecuaciones y en su resolución se obtuvo lo presentado en la Tabla 3.

Tabla 3.

Resultados teóricos camisa de la extrusora

Camisa de la Extrusora laboratorio		
Datos	Parámetro	Valor
	Radio exterior r_e	40 mm
Resultados	Radio interior r_i	18.5 mm
	Material	Acero para tubería
	Esfuerzo de fluencia σ_Y	240 MPa
	Esfuerzo radial σ_r	57.43 MPa
	Esfuerzo tangencial σ_t	88.7 MPa
	Esfuerzo admisible $\sigma_{admisible}$	88.7 MPa
	Presión máxima $P_{m\acute{a}x}$	57.43 MPa
Resultados	Factor de seguridad F_s	2.7

2.3 Tornillos sujeción de la boquilla

Los tornillos que unen la boquilla al cabezal son críticos para el sistema debido a la alta presión que soporta, razón por la cual deben ser seleccionados de acuerdo con los requerimientos teóricos de rigidez y resistencia. El proceso de diseño para la selección de los tornillos se hizo mediante el modelo matemático del libro “*Elementos de máquinas de Hamrock*” (Hamrock,

Jacobson, & Schmid, 2000) donde se compara la fuerza que ejerce el material que fluye por el cilindro hacia la boquilla con las propiedades mecánicas de los tornillos. En primer lugar, se debe calcular la rigidez del tornillo k_b , y de la junta k_j , con el fin de obtener el parámetro adimensional de la rigidez C_k . Como se muestra a continuación:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * E} * \left[\frac{L_s + 0.4 * d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0.4 * d_c}{d_r^2} \right]$$

Donde:

E es el módulo de elasticidad [Pa]

L_t es la longitud roscada del perno [m]

L_s es la longitud del perno no roscado [m]

d_c es el diámetro de cresta [m]

d_r es el diámetro de raíz [m] que a su vez se define como:

$$d_r = (d_c - 1.4 * p) \text{ siendo } p \text{ el paso del tornillo}$$

Ahora, la rigidez de la junta se define por dos métodos descritos en el libro, para este caso se utilizará el modelo matemático de (Wileman, Choudhury, & Green, 1991):

$$\frac{1}{k_j} = \frac{1}{k_{j1}} + \frac{1}{k_{j2}} + \frac{1}{k_{j3}} + \dots$$

$$k_{ji} = \sum E_i * d_i * A_i * e^{B_i * d_c / L_i}$$

Donde:

L_i es la longitud del tronco cónico [m]

d_i es el diámetro del tronco cónico y para el miembro más cercanos a la cabeza del perno o de la tuerca se halla así: $d_i = 1.5 * d_c$ [m]

A_i y B_i son constantes numéricas que dependen del material. Para acero, $A_i = 0.7872$

$B_i = 0.6287$. Fueron tomadas de (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

Con los términos anteriores, se calcula el parámetro adimensional de la rigidez y la carga máxima que el perno puede soportar.

$$P_{m\acute{a}x,b} = \frac{A_t S_p - P_i}{n_{sb} * C_k} \quad C_k = \frac{k_b}{k_b + k_j}$$

Donde:

A_t es el área transversal del tornillo.

S_p es la resistencia de prueba.

n_{sb} es el factor de seguridad de la falla del perno.

P_i es la precarga. Para conexiones reutilizables es: $P_i = 0.75 * S_p * A_t$

Según (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) la carga máxima, justo antes de que ocurra la separación entre las dos juntas, se establece por medio de la relación entre la precarga, el parámetro de rigidez y el factor de seguridad de la falla de la junta n_{sj} .

$$P_{m\acute{a}x,j} = \frac{P_i}{n_{sj}(1 - C_k)}$$

Finalmente, la fuerza que soportan los tonillos se establece desde la relación de la presión $P_{m\acute{a}x}$ con el área de contacto del tornillo con la boquilla y el cabezal A .

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A}$$

2.4 Resistencias eléctricas

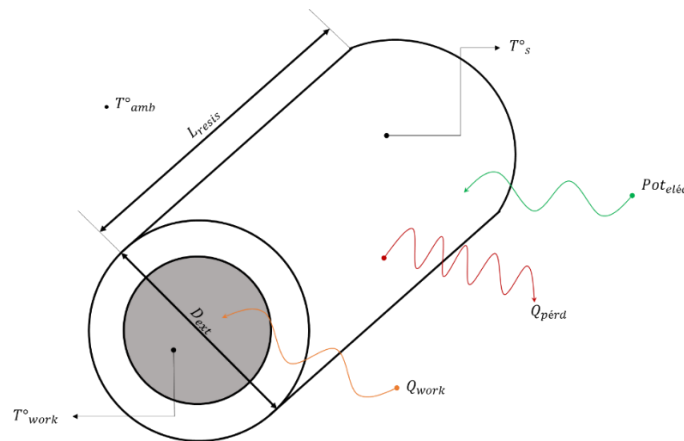
Parte fundamental del modelado de una extrusora es su sistema de calentamiento, puesto que es lo que genera el cambio de estado del material que circula al interior de la camisa. En este

caso se usan resistencias de tipo abrazadera, que permiten distribuir la temperatura de manera uniforme en la zona respectiva y puede emplearse en conjunto con un control on-off. El requerimiento general corresponde a una temperatura máxima de trabajo $T_{work} = 300 [^{\circ}C]$ con respecto a una temperatura ambiente $T_{amb} = 30 [^{\circ}C]$ y un C_p promedio PET de $1250 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$.

La transferencia de calor entre las resistencias y el ambiente es por convección natural, mientras el intercambio entre las resistencias y la camisa es por conducción. Para los cálculos teóricos se trabaja bajo el supuesto que el flujo de calor es unidireccional y en régimen estacionario. En la Figura 8 se muestra un diagrama simplificado de los parámetros y la energía de la zona del cilindro que está en contacto con la resistencia.

Figura 8.

Modelo simplificado de la sección del cilindro a estudiar.



Donde,

D_{ext} es el D exterior del cilindro

L_{resis} es la longitud de la resistencia

T_{amb} es la temperatura ambiente

T_{work} es la temperatura máxima de trabajo

T_s es la temperatura superficial del cilindro

Pot_{elec} es la potencia eléctrica de la resistencia

Q_{work} es el calor de trabajo

Q_{perd} es la energía de las pérdidas

Teniendo en cuenta los parámetros establecidos, se seguirá la teoría de transferencia de calor presentada por (Cengel & Ghajar, 2011). El primer paso es determinar las constantes de la convección natural para encontrar el h_c , donde se definen por las siguientes ecuaciones:

$$Ra = Gr * Pr$$

$$Gr = \frac{g * \beta * (T_s - T_{amb}) * D_{ext}^3}{\nu^2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_s - 273,15}$$

Donde:

Ra es el número de Rayleigh

β es el coeficiente de expansión volumétrica,

Gr es el número de Grashof

ν es la viscosidad cinemática del fluido

Pr es el Prandtl del fluido externo

externo.

Dado que se analiza un cilindro horizontal, las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt Nu para (Cengel & Ghajar, 2011) se define como la relación entre la geometría de la figura, las constantes de flotabilidad y el coeficiente de convección h_c .

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 * Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$Nu = \frac{h_c * D}{K}$$

Al resolver el sistema de ecuaciones se establece el coeficiente de convección h_c y se puede realizar el balance de energía del sistema de transferencia completo en la sección de contacto con la camisa. Según, (Cengel & Ghajar, 2011) son:

$$\text{Calor de trabajo: } Q_{work} = \dot{m} * C_{p,PET} * (T_{work} - T_{amb})$$

$$\text{Calor perdido por convección: } Q_{pérd} = h_c * A_s * (T_{aisl} - T_{amb})$$

$$\text{Calor perdido por radiación: } Q_{rad} = A_s * \varepsilon * \sigma * (T_{s(K)}^4 - T_{amb(K)}^4)$$

$$\text{Potencia requerida en las resistencias: } POT_R = Q_{work} + Q_{perd} + Q_{rad}$$

Donde, A_s es el área superficial. Con dichas ecuaciones, se le da solución al sistema numérico para obtener la potencia necesaria para los requerimientos de temperatura en el tornillo.

3. Informe del análisis teórico – funcional

Definido el modelo teórico de la extrusora se analiza la información calculada con el funcionamiento del equipo y las recomendaciones para la transformación de plástico. De igual manera, se evalúan las conexiones y protecciones eléctricas, así como las observaciones sobre el material PET que se procesó.

En primera instancia con respecto a los datos geométricos recopilados en la Tabla 1 y los datos técnicos de la Tabla 2 en comparación con la teoría se obtuvo que:

- La **relación de L/D** se encuentra entre los valores comunes en la industria, no obstante, la máquina resulta robusta para la capacidad que podría tener.
- La **holgura δ** no cumple con los valores recomendados. Según la teoría (Savgorodny, 1978), con las medidas actuales la holgura δ debería estar entre $0,072mm - 0,108mm$ y se encuentra en $0,5mm$. Esto causa que el flujo no sea constante y se dé la recirculación del material. Para demostrarlo, se realizó una evaluación adicional, evidenciado en la Tabla 4, donde se revisó

a la misma potencia el cambio de las características mecánicas de la extrusora entre el rango mayor y menor holgura.

Tabla 4.

Características mecánicas a con respecto al cambio de la holgura δ

Características mecánicas con respecto al cambio de la holgura δ		
Variable	$\delta = 0,072 \text{ mm}$	$\delta = 0,108 \text{ mm}$
Potencia del motor POT	2,4 HP	2,4 HP
Eficiencia η	0,8	0,8
Potencia en el tornillo POT	1.9 HP	1.9 HP
Presión máx. $P_{m\acute{a}x}$	47,8 MPa	38,25 MPa
Flujo másico Q	2,7 Kg/h	1,9 Kg/h
Revoluciones n	12,52 rpm	12 rpm
Factor de seguridad F_s	3,77	4,14

Se encuentra que entre mayor sea la holgura, menor será la presión y menor será el flujo másico. El valor que tiene la extrusora en su diseño es de casi 5 veces más que el máximo recomendado para este caso, lo cual implica una presión y un flujo másico muy bajo que puede incurrir en una recirculación de material y una baja eficacia del proceso.

- La **anchura de la hélice e** , no cumple con la teoría del diseño. Según (Savgorodny, 1978), con las medidas actuales la anchura de la hélice debería estar entre 2,16 mm y 3,6 mm, no obstante, se encuentra en 7mm. Esto demuestra un sobredimensionamiento del tornillo, que sumado a la excesiva holgura δ causa una gran inestabilidad en el material que fluye a través de la extrusora. Esto se demuestra en la Tabla 5 al analizar los cambios que ocurren al modificar el valor de la anchura de la hélice manteniendo la potencia de la máquina. Entre mayor sea la anchura menor será la presión y mayor será el flujo másico producido, sin embargo, si se supera el rango recomendado, el flujo másico permanece en el mismo valor a una presión cada vez menor y con un factor de seguridad menor, causando inestabilidad en el material que fluye, así como en la resistencia del sistema.

Tabla 5.

Características mecánicas con respecto al cambio de la anchura de la hélice e

Características mecánicas con respecto al cambio de la anchura e			
Variable	$e = 2.16 \text{ mm}$	$e = 3.6 \text{ mm}$	$e = 7 \text{ mm}$
Potencia del motor POT	2,4 HP	2,4 HP	2,4 HP
Eficiencia η	0,8	0,8	0,8
Potencia en el tornillo POT	1.9 HP	1.9 HP	1.9 HP
Holgura δ	0,09 mm	0,09 mm	0,5 mm
Presión máx. $P_{m\acute{a}x}$	50.98 MPa	43.86 MPa	57,43 MPa
Flujo másico Q	2,92 Kg/h	2.43 Kg/h	2.2 kg/h
Revoluciones n	15.2 rpm	13.1 rpm	18 rpm
Factor de seguridad F_s	3.1	3.6	2.7

La potencia y las revoluciones de operación de la extrusora existente no corresponden directamente a los parámetros técnicos teóricos calculados, esto significa que el sistema no es óptimo y el diseño se encuentra sobredimensionado. Las revoluciones de trabajo de la máquina son 37rpm y según los valores calculados en la Tabla 2 son 18 rpm, razón por la cual se hace necesario realizar un estudio adicional comparando los valores obtenidos de la potencia actual con los valores a las revoluciones actuales. Se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6.

Comparación datos técnicos teóricos de la Extrusora laboratorio

Comparación Datos técnicos teóricos Extrusora Laboratorio		
Parámetro	Con la potencia existente	Con las revoluciones actuales
Potencia del motor POT	2,4 HP	8,4 HP
Eficiencia η	0,8	0,8
Potencia en el tornillo POT	1.9 HP	6,72 HP
Revoluciones n	18 rpm	37 rpm
Flujo teórico Q	2.2 kg/h	4,6 kg/h
Caudal en fuga teórico Q_f	0.972 kg/h	2,04 kg/h
Viscosidad efectiva PET μ	400 Pa.s	400 Pa.s
Presión máxima $P_{m\acute{a}x}$	57,43 MPa	124,22 MPa

La variación del flujo másico y la presión al interior definen cambios drásticos de la potencia actual con las revoluciones de operación. Con los rpm actuales el requerimiento de potencia bajo el modelamiento teórico de (Savgorodny, 1978) es del doble de la potencia actual,

esto quiere decir que el motor del laboratorio trabaja para suplir únicamente la mitad de la capacidad óptima que tiene la extrusora. No obstante, el cilindro actual no cumpliría con la presión máxima a las condiciones a 37rpm, por tanto, lo más recomendable sería realizar un cambio en la relación de transmisión para disminuir las revoluciones actuales a la mitad y lograr medianamente que el sistema se optimice, dado que hay problemas de diseño en la geometría del tornillo.

Esto se demuestra en el funcionamiento de la máquina, dado que en varias ocasiones la máquina se apagó porque la potencia del motor para esas revoluciones es muy baja y no alcanza el torque necesario para hacer fluir el material. De igual manera que la rapidez del giro del tornillo dificultaba la manipulación del material a la salida. Esto se debe a que la potencia relaciona de manera directamente inversa, las revoluciones de trabajo con el torque, por tanto, a mayores rpm en el tornillo, menor será la fuerza de giro.

El caudal en fuga Q_f es muy elevado con respecto a las condiciones normales de extrusión, donde este valor corresponde a menos del 10% del flujo másico que circula. Su incremento es causado por el sobredimensionamiento general de la máquina, especialmente de la anchura de la hélice y la holgura. Esta premisa se sustenta en los valores que se presentan en la Tabla 6 en la cual, sin importar las condiciones de potencia, el caudal de fuga se mantiene casi a la mitad del flujo másico, debido a que este parámetro depende en la mayoría de los parámetros de dimensionamiento.

- Las resistencias eléctricas operan de manera correcta, sin embargo, los indicadores de encendido están dañados y en caso de una reparación los elementos que componen el sistema

eléctrico son de difícil acceso, al ubicarse detrás de las transmisiones de potencia, se evidencia en la Figura 9.

Figura 9.

Ubicación del sistema eléctrico de los componentes de la extrusora.



- La ubicación de los **sensores de las resistencias** no permite un control preciso de las temperaturas dado que al no tener ningún tipo de sujeción a la camisa del tornillo y al encontrarse muy alejados del material que fluye, causan variaciones que dificultan aplicar el espectro térmico del material que se está procesando.
- Los tornillos de sujeción entre el cabezal y la boquilla se encuentran oxidados y con la rosca averiada, se muestra en la Figura 10. Al estar en constante contacto con fluidos debería ser de acero inoxidable.

Figura 10.

Estado los tornillos para sujeción de la boquilla y el cabezal



- El **cabezal** que une el conjunto camisa-tornillo con la boquilla se encuentra sobredimensionado. En la Figura 11 se evidencia el tamaño robusto que tiene el cabezal, lo que implica mucho tiempo en el calentamiento y dificulta el control de las temperaturas. Además que en su interior el material se acumula, aumentando el tiempo para alcanzar la fluidez del plástico y la temperatura de trabajo, lo que al final representa un retraso el proceso de producción de la extrusora.

Figura 11.

Robustez del cabezal y cilindro



Ahora bien, al realizar el modelado teórico fue necesario desarmar la máquina para tomar medidas e identificar parámetros. Este proceso de desarme se evidencia en la Figura 12, se realizó en varias etapas donde se desacopló el tornillo y la camisa del alojamiento de los rodamientos, se calentó la camisa para que el material sólido polimérico apresado cambiara su estado y se facilitara la extracción del tornillo, se limpió el material acumulado al interior y se tomaron las medidas necesarias. De igual manera, se inspeccionó el estado actual de sus elementos, donde se observó un desgaste general y la oxidación de varios elementos como el tornillo, la camisa, la protección de la transmisión de cadenas y la tolva. En lugar más crítico es el tornillo, dado que el óxido en su interior podría alterar el material que circula a través de él y dificultar el proceso de transformación.

Figura 12.*Proceso de desarme de la extrusora y estado de sus elementos*

Por otra parte, respecto al sistema eléctrico y de seguridad de la extrusora se aplicó una evaluación por componentes donde se analizó su presencia y función en la máquina. Los resultados se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7.*Evaluación por componentes eléctricos en la extrusora del laboratorio*

Componente	SI/NO	Descripción
Protección Eléctrica	SI	Tiene un Breaker totalizador que comparte directamente con la trituradora. Pero también para completar tiene un Breaker para cada conjunto de control de las resistencias. Es de difícil acceso para están en funcionamiento.
Accionador (On-Off)	SI	Cada resistencia, así como el variador de frecuencia cuenta con una muletilla de accionamiento.
Piloto indicador de funcionamiento	NO	La mayoría de los pilotos dispuestos están dañados. Sin embargo, cuenta con las conexiones para su cambio.
Protección del sistema de potencia	NO	Los elementos móviles del motorreductor se encuentran parcialmente cubiertos. Y se encuentran muy cerca de las resistencias eléctricas del sistema, además del ingreso del material. Se encuentran bastante desgastados.
Protección para el operario	NO	El funcionamiento propio de esta máquina exige una constante supervisión a la salida de la boquilla y el control del variador de frecuencia se encuentra en la parte posterior de la máquina, esto expone al operario a las altas temperaturas.

Del estudio se obtuvo también que la máquina no tiene división entre la zona de calentamiento y la parte interna de la máquina, se muestra en la Figura 13, causando que los elementos de protección eléctrica, el motor y las transmisiones se expongan directamente al calor. Normalmente las extrusoras tienen un aislante en el barril donde se procesa el material para encerrar el calor producido por las resistencias y evitar estos casos.

Figura 13.

División entre la zona de calentamiento y la parte interna de la máquina.

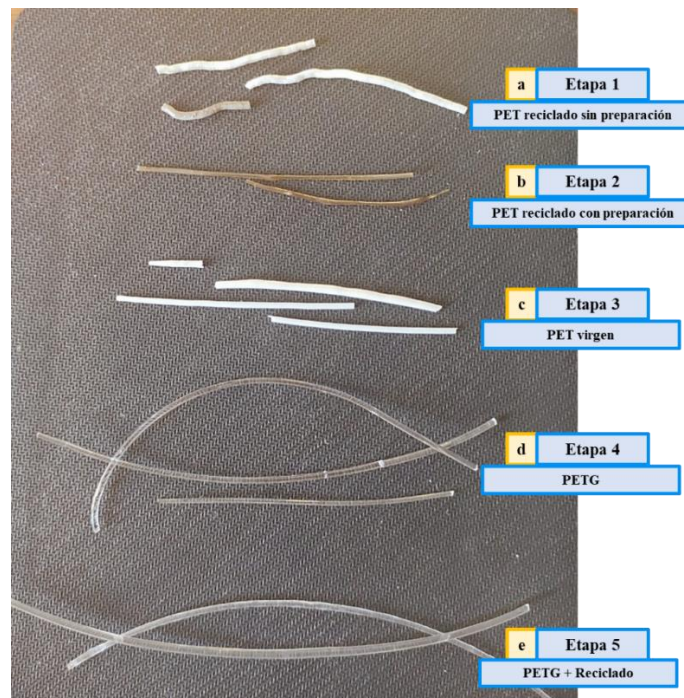


Teniendo en cuenta la falta de protección térmica, se aplicaron varias opciones de aislante para analizar su funcionamiento en el sistema. En primer lugar, se seleccionó un aislante de fibra de vidrio con foil de aluminio que nominalmente trabaja a temperaturas de hasta 300°C (Figura 14 izq.), no obstante, al instalarlo el foil hizo corto y la fibra de vidrio no soportó las temperaturas de la máquina. Posteriormente se seleccionó un aislante Kawol de fibra de cerámica que resiste temperaturas de hasta 1000°C, y se probaron dos configuraciones: una inicial donde se instaló recubriendo completamente el cilindro (Figura 14 centro), pero no funcionó ya que el control de la temperatura se dificultaba, permanecía por encima de los valores de Setpoint. Por eso se eligió la configuración de recubrimiento parcial (Figura 14 der.), donde se ubicó el aislante únicamente en las zonas del cilindro donde no tenía resistencias, lo cual resultó muy beneficioso: el tiempo de calentamiento disminuyó a 1 hora, la temperatura en los alrededores de la máquina en funcionamiento disminuyó y el control de la temperatura es bastante eficiente.

Figura 14.*Modelos de aislantes*

Nota: (Izq.) Primer modelo con fibra de vidrio con recubrimiento de foil de aluminio. (centro) Segundo modelo con Kawol de fibra de cerámica dispuesto en recubrimiento total del cilindro. (der) Modelo Final Kawol de fibra de cerámica dispuesto en recubrimiento parcial del cilindro

Finalmente, para el informe del análisis teórico funcional se presentan las observaciones acerca del material PET utilizado en las diversas sesiones de prueba para el funcionamiento de la extrusora. Esto se realizó en varias etapas de acuerdo a tipo de PET que se trabajó, en la Figura 15 se evidencian:

Figura 15.*Etapas del material PET Extruido*

- Primera etapa: **PET reciclado sin preparación.** Se realizó esta prueba con el material directamente triturado, solo se realizó selección del color de la botella. Se obtuvo filamento de diámetro muy variable, de aspecto grisáceo opaco, muy frágil, y muy difícil de manejar, no fue posible lograr las características mínimas de un filamento para impresión. (Figura 15. a)
- Segunda etapa: **PET reciclado con preparación.** Debido a los resultados de la prueba anterior, se decidió hacer un preprocesamiento de las botellas que incluye: selección de acuerdo con el origen de la botella, lavado a profundidad con agua caliente, sellado con agua fría y corte a mano del material. Esto con el fin de eliminar cualquier residuo del contenido y evitar que se contaminara el material con las partículas de óxido de las cuchillas de la trituradora. De la prueba se obtuvo que el filamento mantenía un diámetro aproximadamente constante, de un aspecto marrón semitransparente, y altamente frágil, dado que la temperatura de transición vítrea era muy inestable y el material era difícil de manejar, por lo tanto, no fue posible lograr un filamento apto para la impresión. (Figura 15. b)

Los resultados obtenidos en la prueba se deben al historial térmico que tiene el material reciclado, dado que para la fabricación de las botellas se emplean procesos de inyección, soplado o termoformado, que conllevan cambios de temperatura y de estado en el polímero, causando una reducción importante en el rendimiento térmico y plástico del material. Razón por la cual, para lograr su aprovechamiento y obtener las especificaciones fisicomecánicas y de operación requeridas, se decide implementar una mezcla de 20/80 de material reciclado con PET virgen.

- Tercera etapa: **PET virgen**. Definido lo anterior, se decide evaluar inicialmente el PET virgen sin mezcla. Se obtuvo una visible estabilidad en el comportamiento térmico y la estructura del material con diámetros uniformes y filamentos de mayor longitud, así como un mejor manejo de la viscosidad y las propiedades físicas. (Figura 15. c) Sin embargo, el material no es flexible, es sumamente frágil al enfriarse, y al momento del enrollado se quebrantó en tramos muy pequeños. En la Figura 16 se muestra el proceso de extrusión, fue complejo obtener tramos largos de filamento debido a la fragilidad y a la acumulación de material que se formaba en el cabezal.

Figura 16.

Extrusión de PET virgen.



Una de las propiedades más importantes que debe tener un material apto para la impresión 3D es la flexibilidad y manejabilidad, no obstante, el PET virgen por sí solo no cumple con dicha premisa. Por tal razón se buscó una alternativa dentro de los materiales comerciales para impresión 3D: el PETG, el cual es el tercer material más utilizado, y contiene una composición de PET con glicol que le ofrece la flexibilidad y la manejabilidad necesaria. En la Tabla 8 se muestran las propiedades del PETG con respecto al PET, allí se evidencia que su porcentaje de elongación es mayor y que mantiene su densidad, dureza y temperatura de transición vítrea similar al PET virgen, ofreciendo una alternativa óptima donde se gana flexibilidad

Tabla 8.*Comparación propiedades PET virgen vs PETG*

Propiedad	PET	PETG
Densidad	1,4 g/cm ³ ^a	1,27 g/cm ³ ^b
Dureza Rockwell R	105 – 125 ^c	116 ^b
T° de transición vítrea	69 – 115 °C ^a	83 °C ^b
Módulo de Flexión	3500 MPa ^c	2150 MPa ^b
Elongación %	3.5 – 5.83 % ^c	5 – 7 % ^b
Resistencia a la tracción	90 MPa ^c	53 MPa ^b
Resistencia a la rotura	85.0 MPa ^c	26 MPa ^b

Nota: Recopilado de ^a (Awaja & Pavel, 2005) ^b (SKChemicals, 2012) ^c (MatWEB, 2022) ^d (Lork Industrial SL, 2022)

- Cuarta etapa: **PETG**. Teniendo en cuenta la mezcla que se debe hacer con el material reciclado, de manera inicial se analizó el PETG sin mezcla, para conocer su comportamiento. Se obtuvo un filamento de diámetro estable, flexible, totalmente transparente, de enfriamiento rápido, y buena manejabilidad. (Figura 15. d) El espectro de temperaturas de trabajo es 20°C menor que el del PET virgen, por tanto, su enfriamiento es más rápido. Estos rasgos hacen que el material sea perfecto para el manejo en procesos de extrusión y, por tanto, apto para impresión 3D. En la Figura 17 se muestra el PETG obtenido. Las buenas características que se encontraron con el trabajo del PETG se concluye que es el mejor material para mezclar y aprovechar el PET reciclado.

Figura 17.*Filamento obtenido de PETG sin mezclar*

- Quinta etapa: **PETG + PET reciclado**. Se realizó la mezcla propuesta de 80/20, con el material PET reciclado con preparación. Se logró un material estable, de diámetro constante y de alta flexibilidad, muy parecido al obtenido con el PETG sin mezcla. (Figura 15. e) Su diferencia radica en que su aspecto es más opaco y su comportamiento térmico fue más complejo de manejar, pues el material reciclado altera las temperaturas de trabajo y se debe buscar el mejor espectro térmico para lograr la viscosidad adecuada a la salida de la máquina, el esquema de temperaturas utilizado se presenta en la Tabla 9

Tabla 9.

Esquema térmico usado para la extrusión de PETG + PET Reciclado

Esquema de temperaturas usados para la extrusión de PETG + PET Reciclado	
T° Alimentación	203°C
T° Transición	210°C
T° Dosificación	180°C

Respecto a su apariencia el PETG mezclado es más opaco que el PETG sin mezcla, sin embargo, esto no afecta su capacidad para ser usado en impresión 3D, en la Figura 18 se muestra el filamento obtenido y las piezas impresas con ese material.

Figura 18.

Pieza impresa con filamento PETG + reciclado



Del informe del análisis teórico-funcional, se obtuvo la ficha técnica de la extrusora del laboratorio. Se presenta en la Figura 19

Figura 19.

Ficha técnica extrusora del laboratorio

FICHA TÉCNICA EXTRUSORA PARA PLÁSTICO		
Tipo de Extrusora		Tornillo único eje
Capacidad/Rendimiento		0,8 Kg/h
Rango de T°		25°C - 300 °C
Altura Total		180 cm
Longitud Total		118 cm
Ancho Total		42 cm
N° de Operarios		3
Potencia	Motor	2,4 HP 1680 rpm 60 Hz Trifásica
	Tipo de Tranmisión	1. Polea - Correa
		2. Caja engranajes
		3. Piñon - Cadena
	Relación Total	44 (Motor) : 1 (Tornillo)
Tornillo	Variador de Frecuencia	Mín.200 rpm Máx.1470 rpm
	Diámetro del Tornillo	36 mm
	L/D	21
	Zonas del Tornillo	3
	Pmáx	Alimentación - Transción - Dosificación < 60 Mpa
Resistencias	N° Resistencias	6
	Controles de T°	4
	Tipo de resistencias	Abrazadera
	Resistencias Camisa [4]	Pot 700w D80mm L80mm
	Resistencia Cabezal [1]	Pot 650w D128mm L45mm
Tolva	Resistencia Pellets [1]	Pot 150w D56mm L20mm
	Apertura de la Tolva	30 cm x 30 cm
	Volumen de la Tolva	9396 cm ³

4. Propuesta de diseño

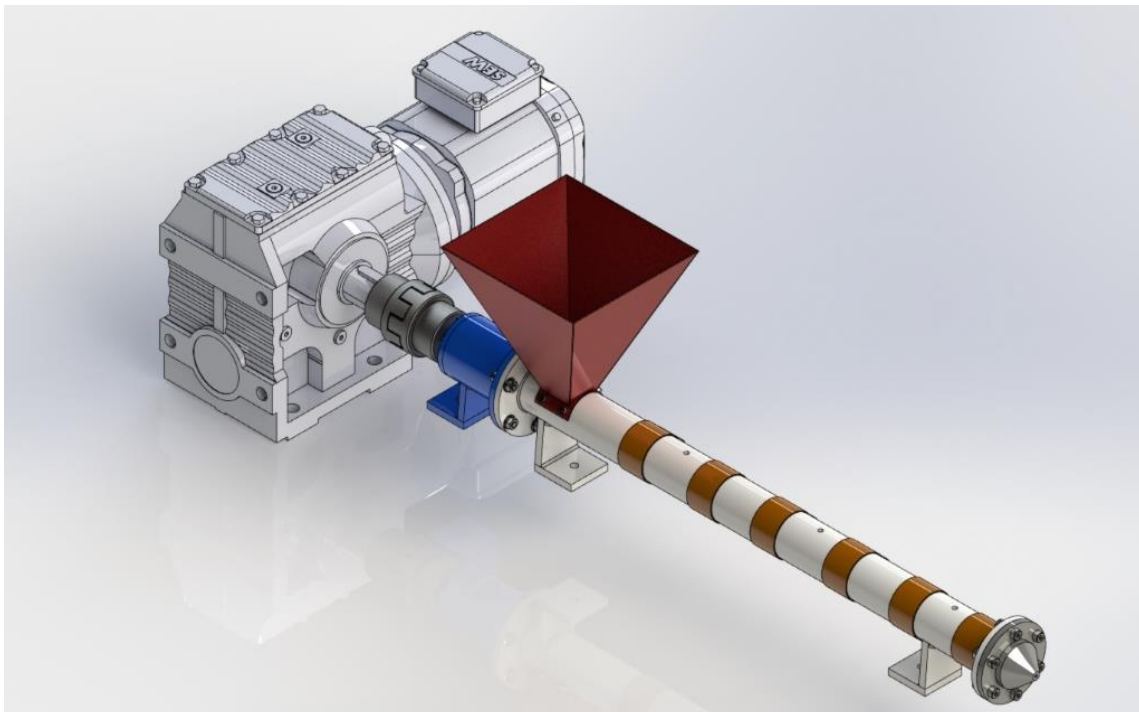
Teniendo en cuenta el estudio, modelamiento y diagnóstico realizado a la extrusora del laboratorio de mantenimiento, se presenta una propuesta de diseño alternativa que cumple con las recomendaciones teóricas. Los parámetros iniciales del diseño basado en la máquina existente son:

- Potencia en el tornillo de $POT = 1.9HP$
- Flujo másico Q entre 2.2 – 2.5 kg/h
- $L/D = 21$
- Diámetro externo del tornillo $D_{ext} = 36\text{ mm}$

Esta máquina se diseñó buscando un sistema equivalente al que se encuentra en el laboratorio que sea capaz de operar con una potencia de 2HP y siguiendo las recomendaciones de dimensionamiento. Se seleccionó un motorreductor que cuenta con las revoluciones que se necesitan a la entrada de la extrusora con el objetivo de ocupar el menor espacio, hacer el sistema lo más eficiente y lo más sencillo posible. El modelado CAD se realizó en el software SolidWorks, se muestra en la Figura 20 como ensamblaje. De igual manera, se realizaron los planos correspondientes a este subsistema de la planta y se consignó en la Apéndice D.

Figura 20.

Ensamble extrusora diseño propuesto Modelo CAD

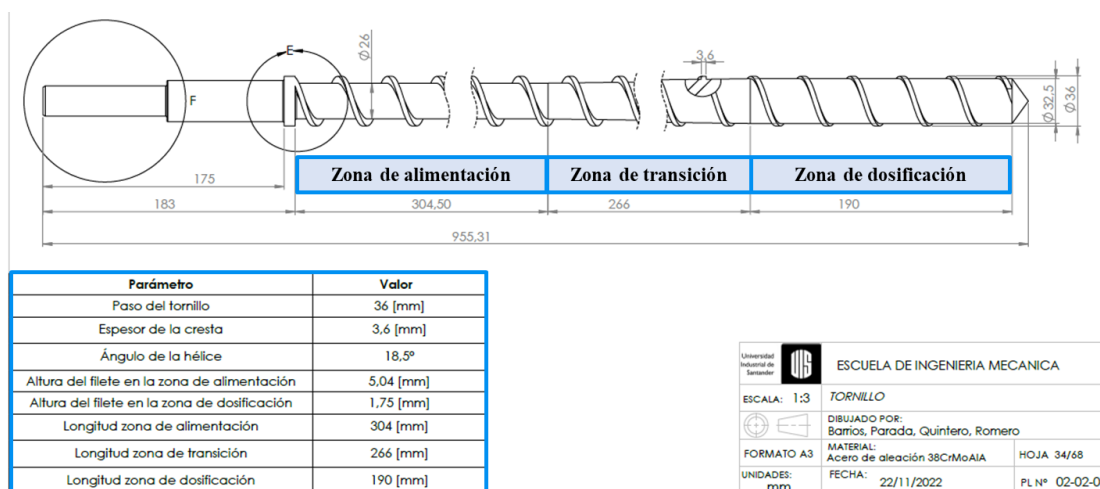


4.1 Diseño general

Con estos datos aplicados al modelo teórico presentando en el capítulo 2, se determinan los demás parámetros de diseño. Los resultados se presentan a continuación. En primer lugar, las dimensiones geométricas de las zonas del tornillo se acomodan a las recomendaciones de (Savgorodny, 1978), se muestran en la Figura 21, que pertenece a los planos de la planta prototipo.

Figura 21.

Propuesta de diseño tornillo



En este sentido, se presenta en la Tabla 10 los datos teóricos del diseño propuesto en comparación con los valores obtenidos de la extrusora del laboratorio. Se evidencia que los parámetros de la holgura y la anchura se encuentran entre los rangos recomendados, lo cual se refleja en que el caudal de fuga es menor del 1% del flujo másico total. De igual forma, el sistema es más eficiente dado que a una presión menor se produce más flujo másico que el de la máquina actual. Si bien la potencia del tornillo es la misma para ambas extrusoras, las revoluciones de trabajo del diseño propuesto son más bajas permitiendo que el torque que se genera para el flujo del material sea el óptimo para su funcionamiento.

Tabla 10.

Comparación datos técnicos de la extrusora del lab con la propuesta de diseño

Comparación datos técnicos de la extrusora del laboratorio con la propuesta de diseño		
Parámetros	Extrusora laboratorio	Extrusora diseño propuesto
Potencia del motor POT	2.4 [HP]	2 [HP]
Tipos de transmisión	Polea-Engranaje-Cadena	Caja reductora
Potencia del tornillo POT	1.9 [HP]	1.9 [HP]
Revoluciones n	18 [rpm]	13 [rpm]
Diámetro tornillo D	36 [mm]	36 [mm]
Longitud total L	760 [mm]	760 [mm]
L/D	21	21
Anchura de la hélice e	7 [mm]	3.6 [mm]
Holgura δ	0.5 [mm]	0.09 [mm]
Flujo másico m	2.2 [kg/h]	2.42 [kg/h]
Caudal fuga Qf	0.97 [kg/h]	0.013 [kg/h]
Viscosidad efectiva μ	400 [Pa.s]	400 [Pa.s]
Presión máxima P_{máx}	57.43 [MPa]	44.16 [MPa]
Nº Resistencias	4 en el cilindro, 1 en la boquilla	6
Pot Resistencias POT_R	700w, 650w	150 W

Ahora bien, aplicando el procedimiento de cálculo de la sección 8.2.3 para la camisa del tornillo de extrusión, para el diseño propuesto se obtiene lo mostrado en la Tabla 12.

Tabla 11.

Resultados camisa del tornillo de la extrusora propuesta

Camisa de la Extrusora Diseño propuesto			
Resultados	Datos	Parámetro	Valor
		Radio exterior r_e	60 mm
		Radio interior r_i	18,09mm
		Material	ASTM A53 grado B
		Esfuerzo de fluencia σ_y	240 MPa
		Esfuerzo radial σ_r	44.2 MPa
		Esfuerzo tangencial σ_t	94,6 MPa
		Esfuerzo admisible σ_{admisible}	94,6 MPa
		Presión máxima P_{máx}	44.16 MPa
		Factor de seguridad F_s	2,5

4.2 Selección del motor

Según el modelamiento teórico para la propuesta de diseño en las condiciones establecidas las revoluciones de operación son $13rpm$ y teniendo en cuenta que las transmisiones de la máquina actual son robustas y pierden mucha potencia, se decide optar por un motorreductor de tipo caja sin fin corona, en lugar de motor convencional. La selección fue el modelo S77DRS90M4 de la marca (SEW, 2022), según el catálogo sus características se presentan en Tabla 12:

Tabla 12.

Características motorreductor de la extrusora propuesta de diseño

Motorreductor sin fin corona	
Potencia del motor	2 Hp
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de salida	13 rpm
Velocidad nominal del motor	1710 rpm
Par de salida	790 Nm
Corriente	Trifásica

4.3 Resistencias eléctricas

Ahora bien, aplicando el modelamiento presentado en la teoría de (Cengel & Ghajar, 2011) a las resistencias en la extrusora del diseño propuesto con los requisitos generales de la planta y las características propias como el flujo másico $\dot{m} = 2,42 \text{ kg/h}$ se obtuvo que la potencia eléctrica necesaria en la resistencia es de 322.5 W. Se diseña con un factor de seguridad de 2.5, por tanto, la potencia pasaría a ser de 806.3 W. Para cumplir el requerimiento se seleccionaron 6 resistencias tipo abrazadera de 150 W de potencia.

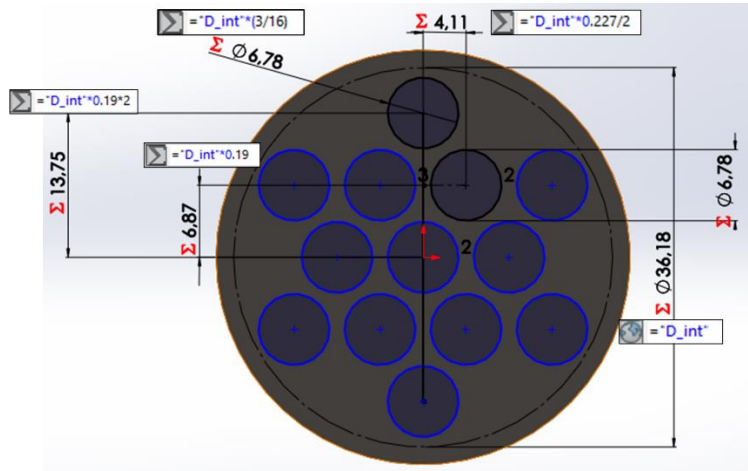
4.4 Plato rompedor

Dentro del diseño se propone añadir el plato rompedor para cortar el flujo en espiral del material y reducir la presión de retroceso. Las extrusoras en la industria normalmente traen este

elemento, sin embargo, la extrusora del laboratorio no. Para su diseño, la distribución de los orificios fue realizada según el modelo matemático de (Piñeros & Acosta, 2019), se observa en la Figura 22.

Figura 22.

Patrón de orificios en un plato rompedor.



Nota: Inspirada de (Piñeros & Acosta, 2019)

Siendo D el diámetro interno del plato rompedor donde serán distribuidos los orificios, se tiene que $D = 36.18 \text{ mm}$.

$$D_{\text{orificios}} = \frac{3}{16} * D = 6.78[\text{mm}]$$

Los demás parámetros se calculan como se muestra en la Figura 22:

$$\text{Distancia vertical} = 0.19 * D$$

$$\text{Distancia horizontal} = \frac{0.227}{2} * D [\text{mm}]$$

$$\text{Dist. vertical} = 0.19 * 36.18 [\text{mm}]$$

$$\text{Dist. horizontal} = \frac{0.227}{2} * 36.18 [\text{mm}]$$

$$\text{Dist. vertical} = 6.87 [\text{mm}]$$

$$\text{Dist. horizontal} = 4.11 [\text{mm}]$$

4.5 Tornillos de sujeción

El procedimiento expuesto en la sección 2.3 se realiza para encontrar el tamaño del tornillos para adecuado para la sujeción de la boquilla con el barril de extrusión sin que fallen. Al final de

esta sección se evalúan diferentes diámetros de cresta en el tornillo. Sin embargo, el procedimiento a continuación se realiza con un tornillo de M8.

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * E} * \left[\frac{L_s + 0.4 * d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0.4 * d_c}{d_r^2} \right]$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * 206.8 * 10^9} * \left[\frac{0 + 0.4 * 0.008}{0.008^2} + \frac{0.02 + 0.4 * 0.008}{0.0066} \right]$$

$$k_b = 2.79 * 10^8 [N/m]$$

Después se calcula la rigidez de la junta, donde $k_{j1} = k_{j2}$ ya que las dos juntas son del mismo material, y la longitud de cada junta es $L_1 = 0.01$

$$\frac{1}{k_j} = \frac{1}{k_{j1}} + \frac{1}{k_{j2}}$$

$$k_{j1} = E * d_c * A_1 * e^{B_1 * d_c / L_1}$$

$$k_{j1} = 206.8 * 10^9 * 0.008 * 0.7872 * e^{0.6287 * 0.008 / 0.01}$$

$$k_{j1} = 2.15 * 10^9 [N/m]$$

$$\frac{1}{k_j} = \frac{1}{2.15 * 10^9} + \frac{1}{2.15 * 10^9}$$

$$k_j = 1.08 * 10^9 [N/m]$$

Ahora, se calcula el valor adimensional C_k :

$$C_k = \frac{k_b}{k_b + k_j}$$

$$C_k = \frac{2.79 * 10^8}{2.79 * 10^8 + 1.08 * 10^9} = 0.2057$$

A continuación, se calcula la fuerza necesaria para que el perno falle:

$$P_{máx,b} = \frac{A_t S_p - P_i}{n_{sb} * C_k}$$

Donde:

S_p para tornillos de grado 9.8 según (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000), es 650 [MPa]

A_t para tornillos de M8 es de 39.2 [mm²]

n_{sb} se selecciona un factor de seguridad del perno de 2.5.

$$P_{m\acute{a}x,b} = \frac{39.2 * 650 - (0.75 * 39.2 * 650)}{2.5 * 0.2057} = 12389[N]$$

Y finalmente la fuerza necesaria para que la junta falle:

$$P_{m\acute{a}x,j} = \frac{P_i}{n_{sj}(1 - C_k)}$$

Para el factor de seguridad de las juntas n_{sj} se selecciona uno de 2.5

$$P_{m\acute{a}x,j} = \frac{0.75 * 39.2 * 650}{2.5 * (1 - 0.2057)} = 37167[N]$$

La máxima fuerza que soportan los tornillos, depende de la presión máxima de la extrusora que se muestra en la Tabla 10. La ecuación que los relaciona es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A}$$

$$44.16 * 10^6[Pa] = \frac{F}{0.001028[m^2]}$$

$$F = 45400[N]$$

La $F = 45.4 \text{ kN}$ es dividido entre el número de tornillos seleccionados para sujeción de la boquilla (*número de tornillos* = 6), por lo tanto, la fuerza en cada tornillo es $F_{\text{tornillo}} = 7.567 \text{ kN}$. Se compara la fuerza necesaria para el fallo de los pernos de acero con la fuerza máxima que soportan los tornillos, y se muestran en la Tabla 13 para diferentes tamaños de tornillos encontrados en la industria.

Tabla 13.*Comparativa selección tornillos de sujeción*

Diámetro de cresta del tornillo	Fuerza de cada tornillo	Fuerza para que el perno falle	Fuerza para que falle la junta
6 mm	7.6 [kN]	7.6 [kN]	22.7 [kN]
8 mm		12.4 [kN]	37.2 [kN]
10 mm		18.7 [kN]	56 [kN]

Según el factor de seguridad aplicado el tornillo de M6 queda muy justo, y el de M10 es muy grande para el diseño, por lo que se selecciona un tornillo de M8.

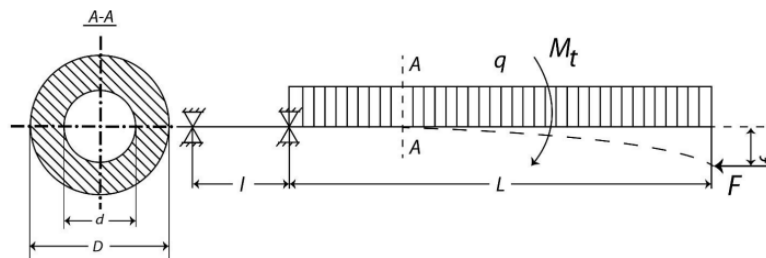
4.6 Selección de rodamientos

De manera específica se presenta el diseño detallado de la selección de los rodamientos y la lubricación necesarios para la propuesta de diseño.

4.6.1 Selección de rodamientos para el tornillo.

- Fuerzas en el husillo**

Acorde a las dimensiones del husillo, es preciso comprobar y determinar la flecha máxima admisible. Tal como se aprecia en el diagrama de la Figura 23 en el husillo actúan una fuerza axial, el momento de giro y la carga uniformemente repartida originada por el propio peso del husillo.

Figura 23.*Diagrama de fuerzas en un husillo*

Nota: Extraída de (Parra, 2017)

El proceso realizado a continuación es extraído de (Savgorodny, 1978). En primer lugar, se encuentra el momento de giro generado por el motor, mediante la siguiente fórmula:

$$M_t = 9550 * \frac{POT}{N} [N.m]$$

$$M_t = 9550 * \frac{1.432[kW]}{13} = 1051.96[N.m]$$

Donde:

POT es la potencia del motor [kW]

N son las revoluciones por minuto del husillo [RPM]

Luego se calcula la fuerza axial que actúa sobre el husillo, que está determinada por la superficie de sección transversal del husillo, sobre la que ejerce la acción el material en la parte delantera del cilindro. Donde, d el diámetro de la zona de alimentación y S es el área de la superficie de la acción transversal del husillo y se calcula así:

$$F = S * P_{max} \quad S = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi * (0.036^2 - 0.03^2)}{4} = 0.000311[m^2]$$

$$F = 0.000311[m^2] * 44.16 * 10^6[Pa] = 13735[N]$$

Se debe comprobar si el husillo es capaz de soportar el esfuerzo equivalente, para ello es necesario conocer el esfuerzo admisible del material y determinar el factor de seguridad que se tiene. Por último, según (Savgorodny, 1978) se calcula la deflexión del husillo, mediante la siguiente formula:

$$f_{max} = \frac{q * L^4}{8 * E * \frac{\pi * D^4}{64} (1 - u^4)}$$

Siendo:

L es la longitud del husillo [m]

E es el módulo de elasticidad del husillo [Pa], para el acero aleado es [206.8 GPa]

u es la relación entre los diámetros del husillo: $u = \frac{d}{D}$

γ es la densidad del material, acero (7850 kg/m^3)

g es la aceleración gravitacional [m/s^2]

q es carga distribuida por el peso [N/m] y se calcula, así:

$$q = g * \frac{\pi * D^2}{4} (1 - u^2) * \gamma \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$q = 9.81 * \frac{\pi * 0.036^2}{4} \left(1 - \left(\frac{0.03}{0.036} \right)^2 \right) * 7850 = 24.01 [N/m]$$

Al reemplazar los valores se obtiene que:

$$f_{max} = \frac{24.01 * 0.76^4}{8 * 206.8 * 10^9 * \frac{\pi * 0.036^4}{64} \left(1 - \left(\frac{0.03}{0.036} \right)^4 \right)} * 1000 = 0.0018 [mm]$$

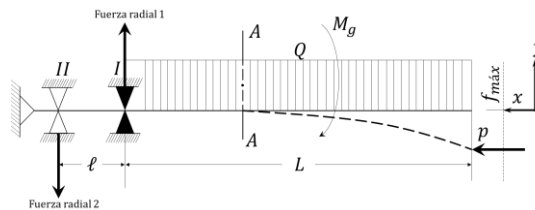
Con ello, se compara la deflexión del husillo ($f_{max} = 0.0018$) con la holgura radial entre la cresta del filete del husillo y del cilindro ($\delta = 0.09 \text{ mm}$). Como $f_{max} < \delta$, las aristas del tornillo no chocan con las paredes internas del cilindro.

• Fuerzas en los rodamientos

Para determinar las reacciones radiales en los rodamientos se debe tener claro las fuerzas que actúan en el tornillo, para ello se muestra en la Figura 24 el D.C.L del elemento.

Figura 24.

Diagrama de cuerpo libre en el eje del tornillo



Para empezar, se realiza una sumatoria de momentos en el rodamiento I:

$$\sum M_1 = Q * \frac{L}{2} - F_{rad2} * l = 0$$

$$F_{rad2} = \frac{Q * L}{2 * l} = \frac{18.24 * 0.76}{2 * 0.1} = 76.86[N]$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = F_{rad2} + Q - F_{rad1} = 0$$

$$F_{rad1} = F_{rad2} + Q = 76.86 + 18.24 = 95.1[N]$$

Donde:

F_{rad2} es la reacción radial en rodamiento II. Q es la carga puntual del peso del tornillo
 L es la longitud del tornillo. F_{rad1} es la reacción radial en rodamiento I.
 l es la distancia entre los rodamientos

Se encuentra que la carga axial del rodamiento I es la calculada: $F = F_{axial} = 13735[N]$

- **Condiciones de funcionamiento de los rodamientos**

En la Tabla 14 se muestran los requisitos para seleccionar los tipos de rodamientos que soportarán las clases de fuerzas mencionadas:

Tabla 14.

Requerimientos para la selección de rodamientos

Parámetro	Rodamiento I	Rodamiento II
Diámetro del eje	20 mm	30 mm
Velocidad de giro	13 rpm	13 rpm
Temperatura de funcionamiento	100 °C	100 °C
Carga radial generada del peso del tornillo en voladizo	95.1 N	76.86 N
Carga axial generada por la presión de la extrusora	13735 N	0

- **Selección del tipo de rodamientos y disposición**

Se utiliza una disposición de un rodamiento fijo y otro libre. El rodamiento I será fijo, este limitará el desplazamiento axial debido a cargas. El rodamiento II será libre para desplazarse axialmente debido a la dilatación térmica. El rodamiento I será un rodamiento de rodillos cónicos ya que está sometido a cargas axiales y radiales. El rodamiento II está expuesto sólo a cargas radiales por lo tanto se seleccionará un rodamiento de bolas.

- **Carga equivalente para cada rodamiento**

Cuando un rodamiento se somete simultáneamente a una carga axial (F_{axial}) y una carga radial (F_{rad}) que son constantes en magnitud y sentido, la carga dinámica equivalente (P_{eq}) del rodamiento se puede calcular a partir de la siguiente ecuación general (SKF, 2019):

$$P_{eq} = X * F_{rad} + Y * F_{axial}$$

Donde:

X es el factor de carga radial dinámica del rodamiento (extraído de su ficha técnica)

Y es el factor de carga axial dinámica del rodamiento (extraído de su ficha técnica)

Ahora bien, para cada tipo de rodamiento el factor de carga tanto radial como axial cambian, se presentan a continuación:

Para el rodamiento I, de rodillos cónicos:

$$P_{eq1} = 0.4 * F_{rad1} + 2 * F_{axial}$$

$$P_{eq1} = 0.4 * 95.1 + 2 * 13735 = 27508.04 [N]$$

Para el rodamiento II, de bolas: $P_{eq2} = F_{rad2}$

$$P_{eq2} = 76.86[N]$$

Para verificar si el rodamiento seleccionado soporta las cargas a las que estará expuesto es necesario comparar la carga equivalente dinámica con la carga dinámica básica C (extraído de la ficha técnica del rodamiento)

$$\text{relación de carga} = C/P_{eq}$$

- **Selección de rodamientos**

En la Tabla 15 se muestra la selección de los rodamientos para el diseño propuesto. Los dos rodamientos tienen la capacidad de soportar las cargas a las que estarán sometidos.

Tabla 15.

Rodamientos seleccionados

	Rodamiento I	Rodamiento II
Referencia	30304	206
Tipo de rodamiento	Rodillos cónicos	Rígido de bolas
Capacidad de carga dinámica básica, C	41.9 kN	20.9 kN
Capacidad de carga estática básica, C_0	32.5 kN	16.3 kN
Factor de cálculo dinámico, Y	2	-
Factor de cálculo estático, Y_0	1.1	-
Relación de carga	1.52	532.14

4.6.2 Lubricación de los rodamientos

El procedimiento se tomó en cuenta el método (SKF, 2019). Para la selección de la lubricación del rodamiento se realizaron se tomaron los siguientes pasos:

- **Selección de grasa o aceite**

Factor nd_m : Donde N son las revoluciones y d_m el diámetro medio del rodamiento. Si el factor nd_m está dentro de los rangos recomendados de la Figura 25 significa que la lubricación por grasa es la mejor opción. Se define por la ecuación:

$$nd_m = N * d_m$$

Figura 25.Factores de los rodamientos y límites recomendados para nd_m .

Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_f	Límites recomendados de nd_m para relación de carga		
		$C/P \geq 15$	$C/P \approx 8$	$C/P \approx 4$
–	–	mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

Para rodamiento 1:

$$d_{m1} = 0.5(D + d) = 0.5 (52 + 20)$$

$$d_{m1} = 36 [mm]$$

$$nd_{m1} = 13 * 36 = 468 \left[\frac{mm}{min} \right]$$

Para rodamiento 2:

$$d_{m2} = 0.5(62 + 30) = 46 [mm]$$

$$nd_{m2} = 13 * 46 = 598 \left[\frac{mm}{min} \right]$$

Los valores se encuentran dentro de los rangos para la selección de grasa para lubricación.

• Selección del tipo de grasa

En la Figura 26 se muestra a la izquierda la gama de las grasas donde opera en temperatura y a la derecha la tabla que establece el rango de las cargas. Se elige una de gama alta de temperatura tipo A para ambos rodamientos y para la carga: tipo muy alta para el rodamiento I y tipo baja para el rodamiento II, por su relación de carga C/P .

Figura 26.

Rango de temperatura y cargar de las grasas

Gama		Temperatura		Rango de carga		Relación de carga C/P	
–		°C	°F				
B	Baja	< 50	< 120	B	Baja	≥ 15	Rodamiento II
	Mediana	de 50 a 100	de 120 a 210	M	Mediana	≈ 8	
A	Alta	> 100	> 210	A	Alta	≈ 4	Rodamiento I
EA	Extremadamente alta	> 150	> 300	MA	Muy alta	< 2	

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

En la Figura 27 se muestra el factor de velocidad para los rodamientos radiales lubricados con grasa según determinado rango de velocidad. Se determina la MB, muy baja.

Figura 27.

Rangos de velocidad para rodamientos radiales lubricados con grasa.

Rango de velocidad		Factor de velocidad		
		Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos a rótula, de rodillos cónicos, de rodillos toroidales CARB	Rodamientos de rodillos cilíndricos
–		nd_m		
		mm/min		
MB	Muy baja	–	< 30 000	< 30 000
B	Baja	< 100 000	< 75 000	< 75 000
M	Mediana	< 300 000	≤ 210 000	≤ 270 000
A	Alta	< 500 000	> 210 000	> 270 000
MA	Muy alta	≤ 700 000	–	–
EA	Extremadamente alta	> 700 000	–	–

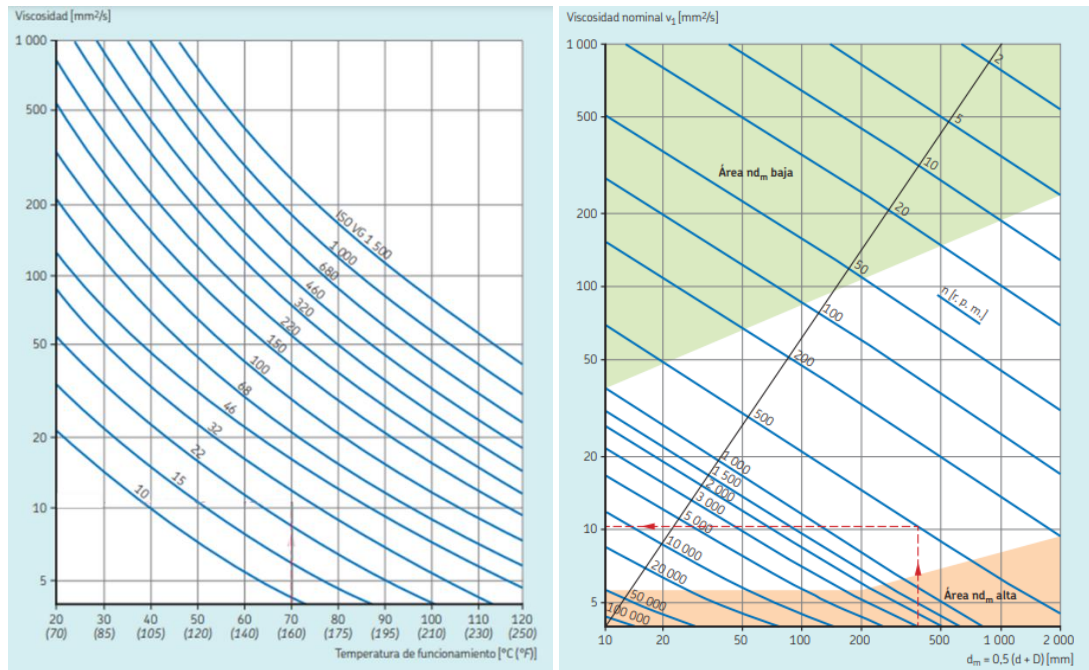
n = velocidad de giro [r. p. m.]
 d_m = diámetro medio del rodamiento [mm] = $0,5 (d + D)$

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

El primer paso es encontrar la viscosidad nominal, se puede determinar con el diagrama izquierdo de la Figura 28.

Figura 28.

Diagrama de la temperatura y diámetro según los grados de viscosidad de la ISO y la viscosidad nominal v_1



Nota: Aceites minerales, índice de viscosidad 95. Izq. Diagrama de temperatura de funcionamiento vs. Viscosidad.

Der. Diagrama de la viscosidad nominal vs el diámetro medio del rodamiento Tomado de (SKF, 2019)

Con la relación de la viscosidad y la temperatura de funcionamiento con respecto al diámetro medio de los rodamiento seleccionados, se elige que la grasa que cumple de forma más apropiada es la LGEV 2.

- **Índice de lubricación:** Se calcula a partir de v la viscosidad real de funcionamiento de la grasa con respecto a v_1 la viscosidad nominal. Se debe tener el diámetro medio del rodamiento y las RPM de funcionamiento para determinar la viscosidad nominal con el diagrama derecho de la Figura 28.

$$K = \frac{v}{v_1}$$





La grasa LGEV-2 tiene un grado de viscosidad similar al ISO VG 1500, y con la temperatura de trabajo se obtiene la viscosidad real de la grasa. El coeficiente de lubricación da un valor $k < 0,1$ lo que significa según (SKF, 2019) que se tendrá una lubricación extrema, y habrá contacto directo entre superficies. Debido a que las revoluciones son muy bajas el valor de k es pequeño, esto significa que se debe determinar si el rodamiento soporta cargas mediante un análisis de capacidad de carga estática, además se recomienda utilizar aditivos EP y AW para mejorar la condición de lubricación según (SKF, 2019).

- **Determinación de las tolerancias entre el eje y los alojamientos y los rodamientos.**

Según la condición de carga se puede determinar el ajuste o tolerancia recomendada donde se posiciona el rodamiento mediante la Figura 29. Los dos rodamientos tienen el aro interior giratorio, el aro exterior fijo y dirección de carga constante, por tanto ambos tendrán ajuste de interferencia en su aro interior y ajuste flojo con el aro exterior.

Figura 29.

Condiciones de giro

Condiciones de funcionamiento	Ilustración esquemática	Condición de carga	Ajustes recomendados
Aro interior giratorio Aro exterior fijo Dirección de carga constante		Carga giratoria sobre el aro interior Carga fija sobre el aro exterior	Ajuste de interferencia para el aro interior Ajuste flojo para el aro exterior (posible)
Aro interior giratorio Aro exterior fijo Carga que gira con el aro interior		Carga fija sobre el aro interior Carga giratoria sobre el aro exterior	Ajuste flojo para el aro interior (posible) Ajuste de interferencia para el aro exterior
Aro interior fijo Aro exterior giratorio Dirección de carga constante		Carga fija sobre el aro interior Carga giratoria sobre el aro exterior	Ajuste flojo para el aro interior (posible) Ajuste de interferencia para el aro exterior
Aro interior fijo Aro exterior giratorio Carga que gira con el aro exterior		Carga giratoria sobre el aro interior Carga fija sobre el aro exterior	Ajuste de interferencia para el aro interior Ajuste flojo para el aro exterior (posible)

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

Con la Figura 30 se determina que: el rodamiento I es un rodamiento de rodillos cónicos y debe tener una tolerancia con el eje de k6 y el rodamiento II es un rodamiento de bolas y debe tener una tolerancia con el eje de j6.

Figura 30.

Ajustes para ejes macizos

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Diámetro del eje (mm) para rodamientos de bolas ¹⁾	Diámetro del eje (mm) para rodamientos de rodillos cilíndricos	Diámetro del eje (mm) para rodamientos de rodillos cónicos	CARB y de rodillos a rótula	Tolerancias
Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga						
Cargas ligeras y variables (P ≤ 0,05 C)	Transportadores, rodamientos poco cargados en reductores	≤ 47	—	—	—	js6 (js7) ²⁾
		(17) a 100	≤ 25	≤ 25	—	k6 (js7) ²⁾
		(100) a 140	(25) a 60	(25) a 60	—	m6
		—	(60) a 140	(60) a 140	—	—
Cargas normales y elevadas (P > 0,05 C)	Aplicaciones en general, motores eléctricos, turbinas, bombas, motores de combustión interna, engranajes, máquinas para trabajar la madera	≤ 10	—	—	—	js5
		(10) a 17	—	—	—	js5 (js5) ²⁾
		(17) a 100	—	—	< 25	k6
		—	≤ 30	≤ 40	—	m5
		(100) a 140	(30) a 50	—	25 a 40	m6
		(140) a 200	—	(40) a 65	—	n5 ⁴⁾
		—	(50) a 65	—	(40) a 60	n6 ⁴⁾
		(200) a 500	(65) a 100	(65) a 200	(60) a 100	p6 ⁴⁾
		—	(100) a 280	(200) a 360	(100) a 200	p7 ⁴⁾
		> 500	—	—	—	r6 ⁴⁾
		—	(280) a 500	(360) a 500	(200) a 500	r7 ⁴⁾
		—	> 500	> 500	> 500	—

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

Finalmente, con respecto de las tolerancias, Con la Figura 31 se determina que ambos rodamientos tendrán una tolerancia de G7.

Figura 31.

Tolerancias para soportes de acero y de fundición: asientos para rodamientos radiales.

Condiciones	Tolerancia dimensional ²⁾³⁾	Tolerancia de variación radial total	Tolerancia de variación axial total	Ra ⁴⁾	Desplazamiento del aro exterior
	—	—	—	μm	—
Para soportes enterizos y soportes de dos piezas					
Dirección indeterminada de la carga					
Cargas de ligeras a normales (P ≤ 0,1 C), el desplazamiento axial del aro exterior es deseable	J7	IT6/2	IT6	3,2	En la mayoría de los casos, se puede desplazar
Carga fija sobre el aro exterior					
Cargas de todo tipo	H7 ³⁾	IT6/2	IT6	3,2	Es posible el desplazamiento
Cargas de ligeras a normales (P ≤ 0,1 C) en condiciones de funcionamiento simples	H8 ³⁾	IT6/2	IT6	3,2	Es posible el desplazamiento
Dilatación térmica del eje	G7 ⁴⁾	IT6/2	IT6	3,2	Es posible el desplazamiento

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

- **Selección de sellado**

Se utilizarán sellos HMSA10 V, estos son adecuados para las aplicaciones de lubricación con grasa y aceite, el material será caucho fluorado ya que se adapta perfectamente a las condiciones de funcionamiento de la extrusora.

En la Tabla 16 se muestra, en resumen, los resultados del procedimiento anterior para selección de lubricante, sello, y tolerancia de cada rodamiento.

Tabla 16.

Selección de lubricante, sello, y tolerancia de cada rodamiento.

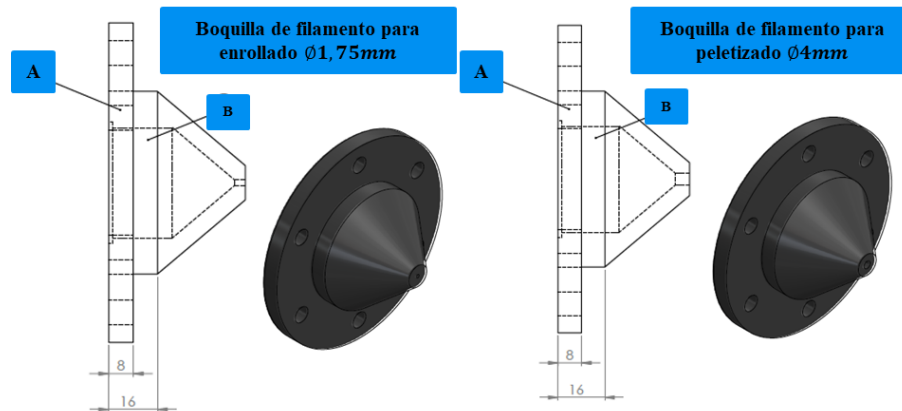
	Rodamiento I	Rodamiento II
Lubricante	LGEV 2	LGEV 2
Índice de lubricación	Lub. Extrema con EP y AW como aditivos	Lub. Extrema con EP y AW como aditivos
Tolerancia Aro interior giratorio	Ajuste con interferencia de k6 con el eje	Ajuste con interferencia de j6 con el eje
Tolerancia Aro exterior giratorio	Ajuste flojo de G7 con el alojamiento	Ajuste flojo de G7 con el alojamiento
Sello	HMSA10V	HMSA10V

4.7 Boquillas

La extrusora se diseñó para un sistema intercambiable de boquillas, que se unen por medio de tornillos a la estructura de la camisa. Se plantea el diseño en la Figura 32 que considera dos geometrías fundamentales: A, para unir la pieza con el resto del sistema tiene los agujeros para 6 tornillos de sujeción y garantizar la continuidad del material a través de la boquilla y B, para comprimir el material en estado plástico y que a su salida tenga la geometría requerida, para el caso de la boquilla para filamento para impresión 3D de $\varnothing 1.75mm$ y en el caso del peletizado, filamento de $\varnothing 4mm$. Se seleccionó para su fabricación acero AISI 4140.

Figura 32.

Boquillas de filamento para enrollado y peletizado diseño propuesto



4.8 Ficha técnica

A continuación, en la Figura 33 se presenta la ficha técnica del diseño propuesto para la extrusora de la planta prototipo para la fabricación de pellets y filamento.

Figura 33.

Ficha técnica extrusora diseño propuesto


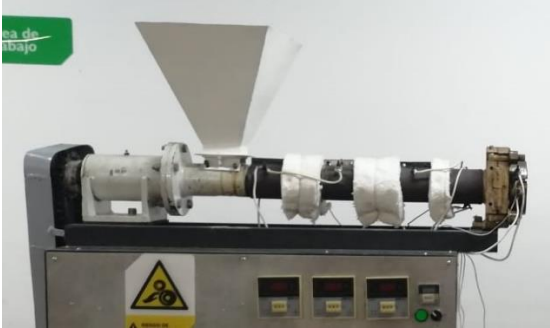
FICHA TÉCNICA EXTRUSORA PARA PLÁSTICO		
Tipo de Extrusora		Tomillo único eje
Capacidad/Rendimiento		2,42 Kg/h
Rango de T°		25°C - 300 °C
N° de Operarios		1
Potencia	Motorreductor	2,4 HP 1710 rpm 60 Hz Trifásica
	Variador de frecuencia	1710-500
	Rpm salida	13rpm
	Relación Total	131 (Motor) : 1 (Tomillo)
Tomillo	Diámetro del Tornillo	36 mm
	L/D	21
	Zonas del Tornillo	3
	Pmáx	Alimentación - Transición - Dosificación 44 Mpa
Resistencias	N° Resistencias	6
	Controles de T°	4
	Tipo de resistencias	Abrazadera
	Resistencias Camisa [4]	Pot 150w D80mm L80mm
	Resistencia Cabezal [1]	Pot 150w D128mm L45mm
Tolva	Resistencia Pellets [1]	Pot 150w D56mm L20mm
	Apertura de la Tolva	21,4 cm x 20,4cm
	Volumen de la Tolva	3945 cm ³

5. Actividades de intervención

De acuerdo con el diagnóstico realizado en el informe del análisis teórico – funcional, se establecieron algunas actividades de intervención para mejorar la máquina del laboratorio. Se presentan en la Tabla 17.

Tabla 17.

Actividades de intervención de la extrusora del laboratorio

SITUACIÓN	ACTIVIDAD	FOTOGRAFIA	RESULTADO
La ubicación del variador de frecuencia hace necesario que el operario deba desplazarse a la parte posterior de la máquina, aumentando el riesgo al que se expone debido a las altas temperaturas y generando incomodidad.	Para ubicar el variador en la zona de control general de la máquina se dispone de la estructura del bastidor adaptando una lámina de calibre 20 de 40cm x 25cm donde está la nueva posición del variador.		Se disminuyó el riesgo al que se expone el operario y se ubicó en una posición de fácil acceso en la zona de mando de la máquina.
El tiempo de calentamiento de la máquina es alto, además gran parte del calor es dirigido hacia los sistemas eléctricos de la máquina.	Se dispone de kawol o fibra cerámica envuelta en las zonas donde las resistencias no están abrazando el cilindro.		El tiempo de calentamiento se redujo y se evidenció mejor control en las resistencias, permitiendo un mejor espectro de temperaturas a lo largo del cilindro.

La alimentación de la extrusora está directamente conectada al totalizador del laboratorio. Además, genera dificultades si se requiere movilizar la máquina, y representa un peligro debido a que no están aislados eléctricamente.

Se adquirió un juego de clavija más toma aéreo industrial y se instaló entre la extrusora y el totalizador.



Se disminuyó el riesgo eléctrico al que se expone el operario al encender la máquina. En algún caso donde se requiera trasladar la máquina, la conexión a una fuente de alimentación es más sencilla.

El ingreso de materia prima a la extrusora, ya sean pellets o triturado se complica debido a que la tolva es muy alta.

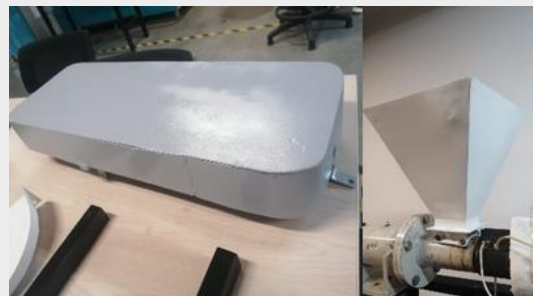
Se disminuyó la altura de la tolva cortando parte de ella mediante una pulidora y disco de corte.



Se facilita el depósito de material en la tolva de la extrusora.

La tolva y la protección de la transmisión se encuentran oxidadas.

Se eliminó el óxido de las piezas y se aplicó pintura anticorrosiva para proteger sus superficies, mejorar su vida útil y su aspecto.



Se eliminó el óxido de las piezas aumentando su vida útil.

Se encontró que para las roscas del cabezal y los tornillos están maltratados y no funciona. No se pueden poner todos los tornillos.

Se compró un macho de 3/8" y se restauraron las roscas en el cabezal. Se compraron 5 tornillos de 3/8" de acero inoxidable, para reemplazar los tornillos deteriorados.



Con el arreglo se pudieron colocar los 5 tornillos, mejorando el apriete y el ajuste de la boquilla al cabezal.

Los testigos que indican el encendido y apagado de las resistencias no funcionan, por lo que no es posible saber en qué momento la resistencia está recibiendo o no corriente.

Se adquieren 3 testigos de color verde para ser reemplazados por los componentes deteriorados de la extrusora.



Se percibe mucho mejor cómo el controlador de temperatura cumple su función, y el operario puede observar cuándo la resistencia está funcionando o no, según el controlador on/off de la máquina.

No hay una información concreta de las características y parámetros de funcionamiento de la máquina como una guía, o ficha técnica.

Se caracteriza los elementos que componen la máquina y se realiza un informe funcional para extraer los parámetros de operación de la máquina. Y se exponen los resultados en la máquina por medio de la ficha técnica.



Parte del propósito de mostrar una ficha técnica es difundir la información y que el operario tenga conocimiento acerca de los parámetros de funcionamiento como también de las medidas generales de la máquina.

Luego de las actividades de intervención se redujo el riesgo al que estaban expuestos los operarios, se mejoró el aspecto y el funcionamiento de la máquina: la transformación del material se hizo más eficiente y rápida, además que los conocimientos obtenidos acerca de sus propiedades hacen que el proceso sea más sencillo. Por medio de las actividades realizadas, se mejoró la vida útil de la máquina. En las Figura 34 se muestra el resultado final.

Figura 34.

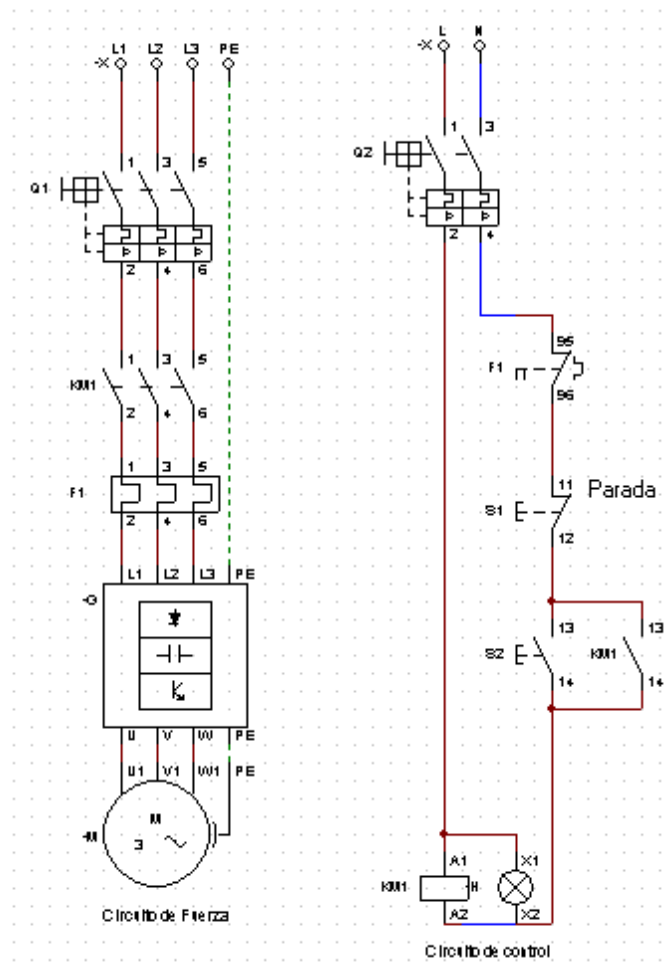
Resultado final de las actividades de intervención en la extrusora del laboratorio



De igual manera como parte final de la intervención a la máquina, se realizó un análisis de los componentes eléctricos de la extrusora. Se presentan dos diagramas, realizados con el software opensource Cade Simu 2022, que contienen la distribución eléctrica del motor (Figura 35) y las resistencias de la extrusora (Figura 36).

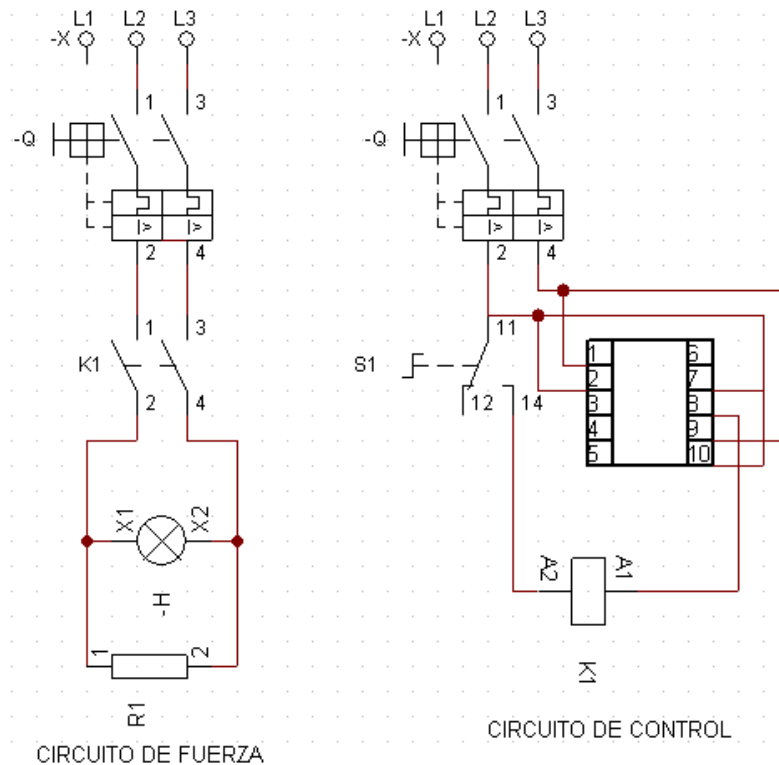
Figura 35.

Circuito eléctrico del motor de la extrusora.



El circuito de fuerza del motor de la extrusora es una conexión directa con variador de frecuencia, cuenta con los componentes de protección Breaker (Q1) y Relé térmico (F1) que protege al mismo de cortos circuitos y sobre cargas, además cuenta con un contactor (KM1) como elemento de maniobra para el circuito de control. El circuito de control de la extrusora es de pulsador con enclavamiento, el cual permite que el motor funcione una vez se deje de pulsar, cuenta con un testigo de encendido.

Figura 36.

Circuito eléctrico de las resistencias

El circuito de fuerza de las resistencias de la extrusora, cuentan con un breaker (Q1) como dispositivo de protección, un testigo de encendido (H) y un contactor (K1) como elemento de maniobra para el sistema de control. Mientras el circuito de control está protegido por un breaker, cuenta con una perilla NC de dos posiciones como dispositivo de encendido, tiene un controlador que acciona la bobina del contactor K1 dependiendo de la señal de entrada del sensor.

Referencias bibliográficas

- Awaja, F., & Pavel, D. (2005). Recycling of PET. *European Polymer Journal*, 41, 1453–1477.
doi:<https://doi.org/10.1016/j.eurpolymj.2005.02.005>
- Birth LH. (s.f de s.f de s.f). *Longitud de pandeo Lk y esbeltez*. Obtenido de Birt.eus:
https://ikastaroak.birt.eus/edu/argitalpen/backupa/20200331/1920k/es/DFM/DPM/DPM04/es_DFM_DPM04_Contenidos/website_71_longitud_de_pandeo_lk_y_esbeltez.html
- Bornacelli, J., & Gutiérrez, P. (2008). *Metodología para el diseño de tornillos de máquinas extrusoras monohusillo* (Primera edición ed.). Cali, Valle del Cauca, Colombia: Universidad Autónoma del Occidente. Obtenido de <https://editorial.uao.edu.co/media/pdf-g/metodologia-para-el-diseno.pdf>
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa* (Cuarta ed.). México, D.F: McGraw Hill.
- Dunstan, D. E. (24 de Enero de 2019). The viscosity-radius relationship for concentrated polymer solutions. *Nature*, 9. Obtenido de <https://www.nature.com/articles/s41598-018-36596-6>
- García Sánchez, M. d. (2017). *Ingeniería básica de una planta de producción de Polietileno Tereftalato*. Sevilla, España: Universidad de Sevilla.
- Giles, H. F., Wagner, J. R., & Mount, E. M. (2005). *Extrusion, The Definitive Processing Guide and Handbook*. New York, United States of America: Willian Andrew publishing.
- Gómez, J., & Gutiérrez, J. (2007). *Diseño de una extrusora para plásticos*. Escuela de tecnología mecánica. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. Obtenido de <https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/145b2ecf-d956-4b4e-b2f5-5406d77c76fe/content>

Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *Elementos de máquinas*. México, D.F: McGraw Hill.

Lork Industrial SL. (2022). Ficha Técnica PET. Barcelona, España. Obtenido de <https://www.lorkindustrias.com/downloads/fichastecnicas/fichaTecnicaPET.pdf>

MatWEB. (2022). *Polyethylene Terephthalate (PET), Unreinforced*. Ficha Técnica. Recuperado el 2022, de <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=a696bdcdf6f41dd98f8eec3599eaa20>

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). (P. Guerrero , B. Gutiérrez, Edits., V. González, & Pozo, Trads.) México: Pearson Educación.

Parra, R. (2017). *Diseño de extrusora de filamento para impresión 3D a partir de plásticos reciclados*. Santiago de Chile: Universidad Técnica Federico Santa María. Obtenido de <https://repositorio.usm.cl/bitstream/handle/11673/40932/3560902038562UTFSM.pdf?sequence>

Piñeros, C., & Acosta, B. (2019). *Rediseño de una máquina extrusora para reciclaje de plástico producido en la facultad tecnológica de la UD*. Bogotá: Universidad Distrital Francisco Jose de Caldas.

Savgorodny, V. (1978). *Transformación de plástico*. Barcelona, España: Editorial Gustavo Gili, S.A.

SEW. (2022). *Eurodrive*. Obtenido de Motorreductores de tornillo sin fin: https://www.sew-eurodrive.es/productos/motorreductores/motorreductores_estandar/motorreductores_de_tornillo_sin_fin_sdr/motorreductores_de_tornillo_sin_fin_sdr.html

SKChemicals. (2012). *Product Data Sheet of SKYGREEN K2012*. Korea: R&D Center Polymer Division.

SKF. (2019). *Rodamientos*. Gotenburgo, Suecia: Grupo SKF. Obtenido de https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

Wileman, J., Choudhury, M., & Green, I. (1991). Computation of Member Stiffness in Bolted Connections . *ASME Journal of Mechanical Design*, 6.