

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño y manufactura de un tornillo de potencia para una máquina
extrusora de plástico

Trabajo de graduación en modalidad de trabajo profesional

presentado por

Rodrigo José Duarte Heredia

para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2020

Diseño y manufactura de un tornillo de potencia para una máquina
extrusora de plástico

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño y manufactura de un tornillo de potencia para una máquina
extrusora de plástico

Trabajo de graduación en modalidad de trabajo profesional

presentado por


Rodrigo José Duarte Heredia

para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

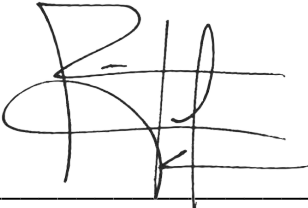
2020

Vo.Bo.:


(F) 

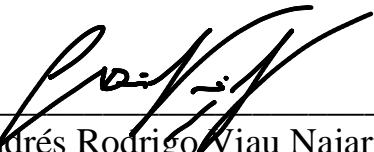
Andrés Rodrigo Viau Najarro

Tribunal:

(F) 

Rony José Herrarte Estévez


(F) _____
Víctor Hugo Ayerdi Bardales

(F) 

Andrés Rodrigo Viau Najarro

Fecha de aprobación: 07/12/2020

Prefacio

Este trabajo surgió del interés personal por profundizar en los conocimientos de máquinas de reciclaje de plástico y su diseño. Cuando surgió la idea original se propuso la elaboración de un centro de reciclaje que contara con una trituradora, una inyectora y una extrusora de plástico. Este sería implementado junto con la organización *Precious plastic Guatemala* (PPGT). Al realizar un análisis del costo de los materiales y manufactura aproximado para la elaboración de la trituradora, se determinó que este era demasiado elevado y que esta máquina ya no sería implementada en el centro. La organización PPGT ya contaba con una máquina inyectora de plástico por lo que se trabajó con esta y se realizaron algunas mejoras de funcionamiento, para lograr obtener productos comercializables con ella, esto no corresponde al presente. Por último, al evaluar la construcción de una extrusora de plástico, se definió que se podría elaborar con el presupuesto proporcionado por PPGT. Al dividir la elaboración de la máquina en distintos módulos, se seleccionó el módulo del diseño y construcción del sistema de extrusión por el interés personal en el funcionamiento, los flujos y las cargas asociadas a estos sistemas.

Quiero agradecer de manera muy especial a los catedráticos y compañeros quienes me brindaron conocimientos y momentos agradables. A mi madre: Paula Heredia, por ser mi apoyo incondicional y quien me inspira a superarme diariamente. A mis hermanas: Paula, Ceci y Luisa, por su ejemplo como personas y su dedicación a lo que hacen, me han inspirado a superarme. A mis amigos: Daniel y Manuel por ser tan incondicionales, brindarme nuevas ideas e inspirarme a seguir creciendo.

Debo agradecer a mis asesores, en el área práctica al ingeniero Raúl Loarca, por brindar su apoyo en la elaboración del sistema, por siempre estar disponible y por la manufactura del tornillo de extrusión que es el corazón del sistema. En la parte de mi trabajo escrito al ingeniero Andrés Viau, por corregir mi trabajo y brindarme sus conocimientos para elaborar un trabajo claro y conciso. Por último, quiero agradecer a Dios por mantenerse a mi lado y ser como mi padre a lo largo de mi vida. Porque gracias a él no me ha faltado nada y he podido finalizar mi carrera profesional.

Índice

Prefacio	iv
Listado de figuras.....	vi
Listado de tablas	ix
Listado de anexos.....	x
Resumen.....	xi
Abstract.....	xii
I. Introducción	1
II. Objetivos	3
III. Justificación	4
IV. Marco teórico	5
A. Definición de requerimientos y limitaciones.	5
B. Verificación y validación de requerimientos.	5
C. Sistemas de extrusión.....	6
D. Componentes mecánicos asociados al sistema de extrusión.....	7
E. Selección de materiales en el diseño del sistema.	9
F. Análisis de esfuerzos del sistema de extrusión.	9
V. Metodología.....	26
A. Definición de necesidades del sistema de extrusión.	26
B. Determinación de necesidades técnicas del sistema.	27
C. Selección de materiales para el sistema de extrusión.....	32
D. Manufactura del sistema.	40
VI. Resultados	47
VII. Análisis de resultados.....	52
VIII. Conclusiones	54
IX. Recomendaciones	55
X. Bibliografía	56
XI. Anexos	58

Listado de figuras

Figura 1. Máquina de extrusión de un husillo para transformar materiales poliméricos.	6
Figura 2 Características geométricas de un husillo extrusor.....	7
Figura 3. Perfil de velocidad originado por el flujo de arrastre.	10
Figura 4. Perfil de velocidad generado por el flujo de presión.	11
Figura 5. Perfil de velocidad generado por el flujo de filtración.	12
Figura 6. Viscosidad efectiva en función de temperatura y velocidad de corte del HDPE.....	13
Figura 7. Viscosidad efectiva en función de temperatura y velocidad de corte del PP.....	14
Figura 8. Diagrama de fuerzas de un husillo.....	15
Figura 9. Sección transversal del husillo.	16
Figura 10. Diseño CAD del tornillo de extrusión.	31
Figura 11. Sistema de extrusión.....	31
Figura 12. Mallado del tornillo de extrusión.....	34
Figura 13. Cargas y soportes aplicados al husillo.	35
Figura 14. DCL del tornillo de extrusión.....	35
Figura 15. Distribución del factor de seguridad del husillo.	36
Figura 16. Mallado de la estructura en ANSYS 2019 R1.	36
Figura 17. Cargas aplicadas a la estructura y soporte fijo.....	37
Figura 18. Carga axial transmitida por los rodamientos.	37
Figura 19. DCL del sistema de extrusión.....	38
Figura 20. Factor de seguridad de la estructura.	38
Figura 21. Rosca del husillo.....	41
Figura 22. Longitud de la rosca.	41
Figura 23. Fresado de cuña.	41
Figura 24. Acabado final del husillo.....	42
Figura 25. Vista de lado acople 1.....	42
Figura 26. Vista de frente del acople 1.	43
Figura 27. Vista de frente de acople 2.....	43
Figura 28. Vista de lado de acople 2.....	43
Figura 29. Montaje de acoples 1 y 2.	44
Figura 30. Desbaste del acople 3.	44
Figura 31. Vista de frente del acople 3.	44
Figura 32. Vista del lado del acople 3.....	45
Figura 33. Montaje de cojinetes en el husillo.	45
Figura 34. Montaje de husillo en el acople 2.	45
Figura 35. Montaje del acople 3 en el sistema.....	46
Figura 36. Ensamble final del sistema de extrusión.....	46
Figura 37. Comprobación del requerimiento FSE-01.....	48
Figura 38. Componentes del sistema de extrusión FSE-03.....	50
Figura 39. Comprobación de limitantes LT-01 y LT-02.....	51

Listado de ecuaciones

Ecuación 1. Relación de compresión.	8
Ecuación 2. Ángulo de hélice.	10
Ecuación 3. Ancho del canal.	10
Ecuación 4. Flujo volumétrico.	10
Ecuación 5. Flujo de arrastre.	11
Ecuación 6. Flujo de presión.	11
Ecuación 7. Flujo de arrastre.	12
Ecuación 8. Constante de cabeza para un canal cilíndrico.	12
Ecuación 9. Constante de cabeza para un canal cónico.	13
Ecuación 10. Constante total de cabeza para un tornillo extrusor.	13
Ecuación 11. Velocidad de cortadura.	14
Ecuación 12. Revoluciones por minuto del tornillo de extrusión.	14
Ecuación 13. Cálculo de la potencia necesaria.	15
Ecuación 14. Cálculo de presión máxima generada por el husillo.	15
Ecuación 15. Torque aplicado al husillo.	16
Ecuación 16. Relación de diámetros del husillo.	16
Ecuación 17. Cálculo de superficie transversal del husillo.	16
Ecuación 18. Momento de inercia.	17
Ecuación 19. Radio de inercia.	17
Ecuación 20. Esbeltez del husillo.	17
Ecuación 21. Fuerza axial del husillo.	17
Ecuación 22. Carga repartida en el husillo.	17
Ecuación 23. Momento de flexión máximo.	17
Ecuación 24. Momento de inercia respecto al eje neutro.	18
Ecuación 25. Esfuerzo normal soportado por el husillo.	18
Ecuación 26. Esfuerzo cortante soportado por el husillo.	18
Ecuación 27. Esfuerzo resultante von-mises.	18
Ecuación 28. Factor de seguridad estático.	19
Ecuación 29. Factor de concentración de esfuerzos para esfuerzo normal.	19
Ecuación 30. Factor de concentración de esfuerzos para esfuerzo cortante.	19
Ecuación 31. Esfuerzo alternante y medio.	19
Ecuación 32. Esfuerzo von-mises alternante simplificado.	19
Ecuación 33. Esfuerzo von-mises medio simplificado.	19
Ecuación 34. Límite de resistencia a la fatiga (se').	20
Ecuación 35. Límite de resistencia a la fatiga modificado.	20
Ecuación 36. Factor de seguridad para fluencia al primer ciclo.	20
Ecuación 37. Factor de seguridad a fatiga empleando Goodman Modificada.	20
Ecuación 38. Deflexión máxima del husillo.	20
Ecuación 39. Regla del dedo para factor de seguridad.	20
Ecuación 40. Esfuerzo en x para un cilindro a presión.	21
Ecuación 41. Esfuerzo en y para un cilindro a presión.	21
Ecuación 42. Esfuerzo en z para un cilindro a presión.	21

Ecuación 43. Cálculo de esfuerzo resultante von-mises para un cilindro sometido a presión.	21
Ecuación 44. Carga dinámica equivalente.	22
Ecuación 45. Carga estática equivalente.	22
Ecuación 46. Vida nominal de un rodamiento.	22
Ecuación 47. Vida nominal de un rodamiento.	22
Ecuación 48. Fuerza aplicada al eje por un par de torsión.	23
Ecuación 49. Longitud de cuña a partir de la ecuación de energía de distorsión.	23
Ecuación 50. Fuerza externa aplicada.	24
Ecuación 51. Carga total en perno.	24
Ecuación 52. Precarga de perno.	24
Ecuación 53. Factor de seguridad contra fluencia estática.	24
Ecuación 54. Factor de sobrecarga.	25
Ecuación 55. Factor de separación.	25
Ecuación 56. Caudal requerido para el sistema de extrusión.	28
Ecuación 57. Velocidad de giro requerida por el sistema de extrusión.	29
Ecuación 58. Cálculo de la potencia requerida para accionar el sistema de extrusión.	30

Listado de tablas

Tabla 1. Requerimientos funcionales del sistema de extrusión.	26
Tabla 2. Requerimientos operacionales del sistema de extrusión.	26
Tabla 3. Limitantes de diseño del sistema de extrusión.	27
Tabla 4. Parámetros geométricos de los husillos en mm.	28
Tabla 5. Parámetros geométricos del husillo.	29
Tabla 6. Flujo volumétrico y másico del sistema de extrusión.	30
Tabla 7. Parámetros utilizados para el cálculo de esfuerzos del husillo.	32
Tabla 8. Cálculo de esfuerzos asociados a la operación de la extrusora.	32
Tabla 9. Parámetros para el cálculo de esfuerzos en la camisa.	33
Tabla 10. Esfuerzos soportados por la camisa.	33
Tabla 11. Cálculo de esfuerzos equivalentes estáticos y dinámicos.	33
Tabla 12. Factores de seguridad del husillo.	34
Tabla 13. Parámetros utilizados para análisis ANSYS.	34
Tabla 14. Factor de seguridad estático por ANSYS y a mano.	35
Tabla 15. Parámetros de configuración de ANSYS.	37
Tabla 16. Tabla comparativa de resultados obtenidos.	38
Tabla 17. Cálculos realizados a los cojinetes del sistema.	39
Tabla 18. Factor de seguridad de tornillos castigadores.	39
Tabla 19. Cálculo de factores de seguridad de pernos.	40
Tabla 20. Matriz de verificación y validación de diseño.	47
Tabla 21. Capacidad de extrusión del sistema FSE-02.	48
Tabla 22. Resultados de caudal para la prueba No.1	49
Tabla 23. Resultados de caudal para la prueba No.2	49
Tabla 24. Resultados de caudal para la prueba No.3	49
Tabla 25. Comprobación de las horas de vida de los cojinetes FSE-04.	50
Tabla 26. Comprobación de la limitante LT-03.	51
Tabla 27. Porcentaje de diferencia entre valores calculados y obtenidos por ANSYS.	53

Listado de anexos

Anexo 1. Tabla de aceros de máquinas (1).....	58
Anexo 2. Tabla de aceros de maquinaria (2).....	59
Anexo 3. Sensibilidad a la muesca para esfuerzos normales.....	60
Anexo 4. Gráfico de sensibilidad a la muesca para esfuerzos cortantes.....	60
Anexo 5. Gráfico para calcular factor kt con D/d y r/d	61
Anexo 6. Gráfico para calcular factor Kts con D/d y r/d	61
Anexo 7. Resistencia de pernos de sujeción según su tamaño.....	62
Anexo 8. Aceros de maquinaria disponibles en Tecniaceros S.A.....	63
Anexo 9. Propiedades mecánicas del acero AISI 4140 QT de 1 in de diámetro.....	64
Anexo 10. Costo del material utilizado para fabricar el husillo.....	64
Anexo 11. Distribución del skewness.....	64
Anexo 12. Propiedades mecánicas del acero AISI 1026.....	65
Anexo 13. Propiedades mecánicas del Hiero Gris clase 40.....	65
Anexo 14. Skewness de la estructura del sistema.....	65
Anexo 15. Propiedades del acero AISI 1045.....	65
Anexo 16. Medidas recomendadas para cuñas según el diámetro del eje.....	66
Anexo 17. Características del rodamiento seleccionado para el sistema de extrusión.....	67
Anexo 18. Constante K para pernos según su material.....	67
Anexo 19. Constante de rigidez en pernos.....	68
Anexo 20. Área de esfuerzo de tensión.....	68
Anexo 21. Resistencia de pernos.....	69
Anexo 22. Juego de planos del sistema de extrusión.....	70

Resumen

Este proyecto implementa la ingeniería mecánica para el diseño y construcción de un sistema de extrusión, que debe ser implementado en una extrusora que formará parte de una planta de reciclaje de plástico de la organización *Precious Plastic* Guatemala (PPGT). Se colaboró con otros tres trabajos de graduación adicionales, que tienen a cargo otras áreas de la extrusora. Para realizar este proyecto se definieron con PPGT las necesidades, requerimientos de operación y los plásticos que deben ser extruidos por el sistema. Fundamentado en la investigación, los conocimientos de diseño de ingeniería mecánica y los requerimientos, se seleccionó el sistema adecuado para la extrusión de plástico. Este consiste en un sistema de tornillo cónico cubierto por un cilindro (camisa) al cual se aplica calor por medio de resistencias eléctricas y movimiento rotacional con un motor eléctrico y un reductor. Según el caudal aproximado de plástico para reciclaje que ingresa diariamente a la organización PPGT y conociendo los tipos de plásticos a procesar, se dimensionó el sistema para obtener una cantidad aproximada al valor proporcionado por PPGT. Posteriormente se seleccionaron los materiales para la máquina basado en las cargas que estos deben soportar y un factor de seguridad que debe ser mayor a dos para cualquier componente del sistema. Además, debían estar disponibles en el mercado guatemalteco. Después se realizó el proceso de manufactura de cada pieza del sistema y la compra de los componentes mecánicos seleccionados para este. Se comprobó el montaje del sistema y el giro del husillo dentro de la camisa para luego acoplarlo al sistema de transmisión de potencia y al sistema eléctrico. Luego se verificó la implementación del sistema por medio de una matriz de verificación y validación de los requisitos del sistema.

Se concluyó el proyecto con la elaboración de un sistema de extrusión que cuenta con un husillo de paso constante y raíz cónica, cubierto por la camisa y soportado por un par de rodamientos montados en la estructura del sistema. El caudal promedio medido del tornillo de extrusión fue de 6.61 kg de polipropileno (PP) por hora, lo cual equivale a 52.9 kg de polipropileno en un turno de 8 horas; el caudal requerido era de 50 kg de polipropileno en un periodo de 8 horas. Cabe mencionar que el caudal calculado para el sistema fue de 6.90 kg/hr. Al realizar la matriz de verificación se concluye que el sistema cumplió con los requerimientos de funcionamiento, operación y limitantes.

Abstract

This project implements mechanical engineering for the design and manufacture of an extrusion system. The system will be implemented in an extruder that forms part of a plastic recycling plant of Precious Plastic Guatemala (PPGT) organization. This project collaborates with other three additional graduate works that have in charge other areas of the extruder. To carry out this project, the needs, operating requirements, and the types of plastics that must be extruded by the system were defined with PPGT. Based on research, mechanical engineering design knowledge and requirements, the right system for extrusion was selected. It consists of a conical screw covered by a cylinder to which heat is applied by means of electrical resistances and rotational movement with an electric motor. Based on the approximate flow of plastic that enters PPGT daily and knowing the types of plastic to be processed, the system was sized to obtain an approximate amount to the value provided by PPGT. Subsequently, the materials were selected based on the stress they will be submitted and a safety factor that must be greater than two for any mechanical component of the system. Additionally, materials had to be available in the Guatemalan market. Afterwards, the manufacturing process of each piece of the system was carried out and the purchase of the mechanical components selected for it. The assembly of the system and the rotation of the spindle inside the cylinder were checked and later assembled to the structure, the power transmission system, and the electrical system. The implementation was verified with a validation matrix of the system requirements and limitations.

The project was concluded with the development of an extrusion system that has a screw with constant pitch and conical root, covered by the cylinder and supported by a pair of bearings mounted on the structure of the system. The average flow rate of polypropylene (PP) measured from the extrusion screw was 6.61 kg/hr, which is equivalent to 52.9 kg of polypropylene in an 8-hour shift; the required flow rate was 50 kg of PP in a period of 8 hours. It's worth mentioning that the calculated flow rate of the system was 6.90 kg/hr. When carrying out the verification matrix, it's concluded that the system complied with the requirements of operation, functioning and limitations.

I. Introducción

El proyecto consiste en el diseño, la elaboración y la operación de un sistema de extrusión de plástico que será implementado en conjunto con tres proyectos adicionales para conformar una máquina extrusora de plástico para el grupo *Precious plastic* Guatemala (PPGT). El módulo del sistema de extrusión es el encargado del diseño y manufactura del sistema de extrusión adecuado para las necesidades de PPGT. Para ello es necesario conocer los sistemas de extrusión de plástico utilizados comúnmente en la industria y definir junto con el grupo PPGT los requerimientos y limitaciones de la extrusora. Para verificar el cumplimiento del objetivo del módulo del sistema de extrusión, es necesario implementar una matriz de requerimientos funcionales, operacionales y limitantes; verificando su cumplimiento y monitoreándolos constantemente.

Para llevar a cabo el diseño del sistema de extrusión fue necesario conocer los parámetros de operación aproximados de este, como el flujo másico para cada plástico a extruir, la potencia necesaria para accionar el husillo y las revoluciones por minuto de este. Luego es necesario definir las cargas a las que será sometido el sistema durante su operación, el husillo es el componente más crítico del sistema ya que se encarga de generar la presión necesaria para la extrusión del plástico a través de un cabezal. A este se le aplican cargas normales por flexión y cortantes por torsión. La camisa es el segundo componente más importante del sistema porque es el encargado de soportar la presión generada por el husillo. Esta se debe analizar como un cilindro a presión en su pared interior. Por último, se emplearon los procedimientos de diseño mecánico para la estructura del sistema y todos los componentes mecánicos de este.

Al conocer los esfuerzos aplicados a los componentes del sistema, se debe definir el material adecuado para cada uno de ellos con base en un factor de seguridad calculado según la aplicación y criticidad de cada componente. En el caso del husillo el acero AISI 4140 fue seleccionado por su alta resistencia a la fluencia y su buena resistencia a la corrosión al estar aleado con el cromo. En cuanto a la camisa, la principal limitante para la selección de su material era su longitud y la necesidad de que esta tuviera un diámetro interno rectificado por lo que se seleccionó un cilindro de acero AISI 1026 para aplicaciones hidráulicas con diámetro interno rectificado. Para la estructura se determinó que el hierro de fundición gris clase 40 era un material con un precio muy accesible, habitualmente aplicado a piezas de esta naturaleza y con buenas propiedades mecánicas.

La manufactura de todos los componentes del sistema se realizó con las máquinas herramientas torno y fresa en los cuales se aplicaron diferentes procesos de manufactura como el cilindrado interior y exterior, el refrentado, para todas las piezas cilíndricas. El careado para los cuñeros. Roscado para todos los tornillos de sujeción y para el husillo. El proceso de manufactura de mayor complejidad fue la raíz cónica del tornillo y fue la que más tiempo tomó. El husillo se realizó en conjunto con talleres Loarca y tomó tres semanas para su finalización. Los acoples del sistema fueron fabricados con la ayuda de los técnicos del taller y con las máquinas herramientas disponibles en el taller de la UVG y tomó tres semanas para su finalización.

El ensamble y afinación del sistema se realizó en el taller de metalmecánica de la UVG y se realizaron pequeñas rectificaciones al tornillo para asegurar un cero rozamiento en el sistema con los acoples o con la camisa. El montaje de los cojinetes debe ser a presión y con un gato hidráulico. Al tener el sistema ensamblado y probado; se prosiguió a montarlo junto con los demás módulos de la máquina.

Por último, se verificó la matriz de requerimientos y limitaciones y se comprobó que el sistema es capaz de producir el caudal requerido por la organización PPGT. Se concluyó que el sistema es capaz de soportar los esfuerzos generados al operar y que puede trabajar de forma continua durante 8 horas de trabajo.

II. Objetivos

A. Objetivo general:

1. Diseñar y construir un sistema de extrusión, que disponga de un tornillo de potencia, que pueda ser accionado por una caja reductora.

B. Objetivos específicos:

1. Definir los requerimientos y limitaciones junto con Precious Plastic Guatemala (PPGT), para diseñar el sistema de extrusión.
2. Definir el sistema adecuado para la extrusión de plástico.
3. Seleccionar los materiales para construir el sistema de extrusión.
4. Validar los componentes mecánicos que formen parte del sistema por medio de un análisis de esfuerzos.
5. Manufacturar el tornillo extrusor y el cilindro de calentamiento diseñados.
6. Realizar pruebas de funcionamiento para verificar el cumplimiento de los requisitos de operación.

III. Justificación

La organización *Precious Plastic* Guatemala es un centro de acopio que recolecta desechos plásticos principalmente de Polipropileno (PP), Poliestireno (PS) y Polietileno de alta densidad (HDPE). Esta organización recolecta aproximadamente 15 kg de desechos al día. La problemática de esta organización consiste en que no posee un proceso de reciclaje de los desechos recolectados. Según Recicladados La Red, el proceso de reciclaje de plástico con en: la recepción de materias primas, un proceso de separación del plástico, el triturado, lavado, secado y extrusionado. Para que *Precious Plastic* Guatemala pueda llevar a cabo el proceso de reciclaje, se requiere una máquina capaz de aplicar calor y fricción al plástico para conformarlo en un producto comercial y hacer de esto una actividad viable. Debido a que la organización ya cuenta con un canal de distribución de distintos productos artesanales, se determinó que la fabricación de productos reciclados es viable. Se planteó la fabricación de una extrusora mono husillo para completar el proceso de reciclado de PPGT. Este tipo de extrusora es la más común y conveniente debido a que puede procesar el plástico de forma continua llegada a su temperatura de operación. También puede procesar distintos tipos de plástico a diferentes velocidades y temperaturas.

El sistema de extrusión es una parte fundamental de la máquina, ya que este es el encargado de calentar el plástico y de trasladarlo a través de la cámara extrusora. La selección del material para el husillo de la extrusora debe soportar cargas térmicas y altos esfuerzos, debido a la presión del plástico amorfo, por lo que la selección y disponibilidad de este, tiene una importancia crítica en el diseño de la máquina. El tornillo de potencia debe tener una geometría cónica en su longitud y una cavidad especial para el arrastre del plástico, para incrementar la presión y lograr la extrusión de este, dentro de las matrices, por esta razón el diseño, cálculo y manufactura son críticos. La manufactura de dicho sistema puede elevar en gran manera los conocimientos y habilidades en trabajos con acero en torno y máquinas de control numérico (CNC) debido a la complejidad de la geometría del husillo.

Con el diseño y fabricación del sistema de extrusión se proporcionará a PPGT este eslabón en el proceso de reciclaje de plástico que es tan importante para hacer de ello la actividad rentable que se desea. Sin mencionar que se proveerá a PPGT con los documentos requeridos para la reproducción de este sistema, generando la posibilidad de la implementación de este sistema en nuevos centros de acopio, aumentando la viabilidad para la organización y el porcentaje de desechos plásticos reciclados.

IV. Marco teórico

A. Definición de requerimientos y limitaciones.

Los requerimientos se definen con base en los objetivos del sistema, con el fin de llevar a cabo el cumplimiento de estos de una manera comprobable o mensurable. Estos se clasifican de la siguiente manera:

1. **Requerimientos funcionales:** Estos definen el nivel de desempeño que debe alcanzar un sistema para cumplir con los objetivos de este.
2. **Requerimientos operacionales:** Determinan como y con base en qué parámetros operará el sistema y como los usuarios operarán el sistema para cumplir con los objetivos de este.
3. **Limitaciones:** Es necesario definir todo aquello que represente una limitación para el sistema. Con el objetivo de poder diseñar tomando en cuenta estas asegurando el cumplimiento de los objetivos del sistema.

En el proceso de diseño la definición de requerimientos es una tarea difícil, es una práctica recomendada que estos sean sometidos a varias iteraciones. Se recomienda realizar una primera definición combinando las metas y objetivos del sistema con los que es posible llevar a cabo.

B. Verificación y validación de requerimientos.

El proceso de verificación consiste en la determinación del grado de cumplimiento entre una parte del sistema y la especificación del requerimiento asignado a esta. Por otro lado, la validación se define como el proceso por el cual se determina el grado de cumplimiento entre una parte del sistema con el contenido de un documento preparado por el cliente que describe o define los requerimientos para esta. Existen 6 niveles de verificación de requerimientos, según la jerarquía: sistema, proceso, interfaz, parte, material y objeto. Existen diferentes métodos de verificación y validación según el tipo de acción que se debe llevar a cabo para determinar el cumplimiento del requerimiento evaluado:

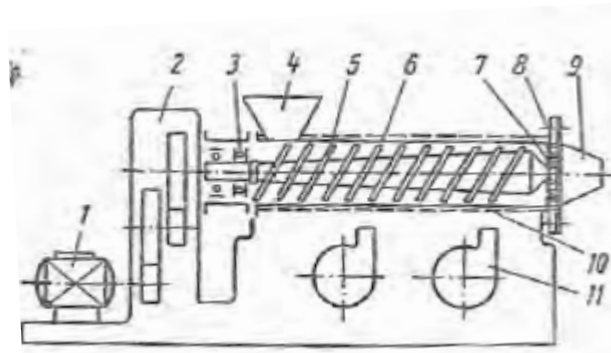
1. **Examinación (E):** Es un elemento de verificación e inspección que consiste en investigar; este es no destructivo e incluye el uso de los sentidos, equipo de laboratorio sencillo, manipulación manual, entre otros.
2. **Análisis (A):** Este elemento consiste en la verificación por medio de modelos matemáticos, simulaciones, algoritmos, cuadros, gráficos, diagramas y procedimientos científicos para determinar si se cumplieron los requerimientos del sistema.
3. **Prueba (P):** Método de verificación e inspección en el cual se lleva a cabo una serie de pasos definidos, con el objetivo de recolectar datos del sistema, para verificar su cumplimiento con el requisito asignado.
4. **Revisión de diseño (D):** Este método de validación consiste en la revisión de los planos del sistema para determinar el cumplimiento de requerimientos.

(O. Grady, 2016)

C. Sistemas de extrusión.

Las extrusoras se pueden clasificar de varias maneras, el órgano fundamental de trabajo puede ser un husillo, pistón o disco. Según la clase de órgano suelen clasificarse en extrusoras de pistón, de husillo, sin husillo (de disco o hidrodinámicas) y combinadas. Según la estructura del cilindro se suelen clasificar en extrusoras con succión por vacío y sin succión; con calentamiento eléctrico, que puede ser: resistivo, inductivo o dieléctrico y sin calentamiento externo. Para el accionamiento de la extrusora se suelen emplear motores eléctricos de corriente alterna, con variación continua de las velocidades; de corriente continua; hidráulicos, entre otros. Las extrusoras de pistón y de disco se emplean con menor frecuencia debido a la pequeña producción de una extrusora de pistón y a la baja presión generada por la extrusora de disco e hidrodinámica. Las de husillo, por otro lado, gracias a su universalidad de aplicación, gran producción, grado de automatización y continuidad del proceso han obtenido un campo de aplicación más amplio en la industria del plástico. En la Figura 1 se puede observar un esquema básico de una extrusora de husillo simple.

Figura 1. Máquina de extrusión de un husillo para transformar materiales poliméricos.



(Savgorodny, 2005)

En esta figura puede observar como el motor eléctrico (1) que se encuentra en la parte posterior de la máquina, transmite movimiento rotacional por medio del reductor (2), al husillo (5), que recoge material de la tolva de carga (4), lo mezcla, plastifica, comprime y lo desplaza a través de su canal helicoidal a lo largo del cilindro (6), luego el plástico se desplaza por las mallas filtrantes (7), rejilla (8) y cabezal o hilera perfiladora (9). El cilindro se divide en varias zonas térmicas autónomas en las cuales la temperatura se controla y regula por medio de los calentadores (10) por último se puede contar con un sistema de refrigeración forzada o natural (11). Con la finalidad de evitar accidentes, se emplea una cubierta aislante a los calentadores y cables del sistema. El rodamiento axial (3) se emplea en el extremo izquierdo del husillo para soportar los esfuerzos axiales y radiales que surgen al operar la máquina. Adicionalmente se debe tomar en cuenta en el diseño del sistema de extrusión el acople entre este y el sistema de transmisión de potencia; y entre el husillo y el cilindro (camisa).

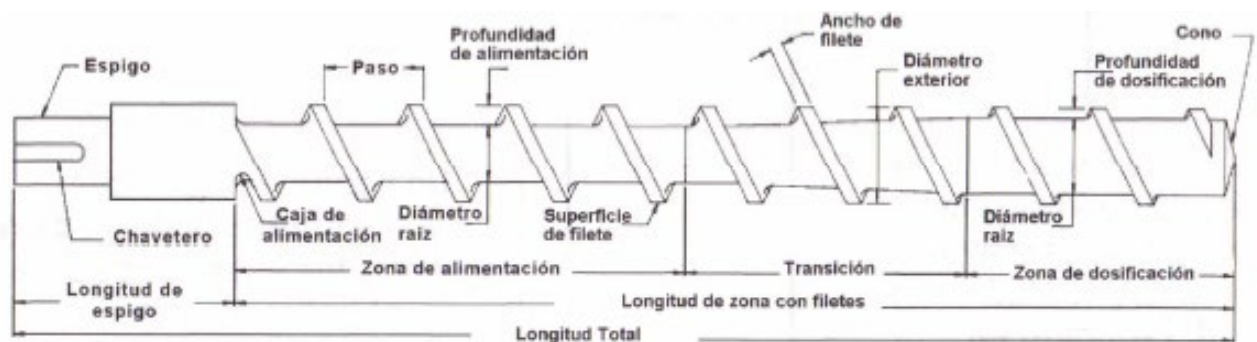
(Savgorodny, 2005)

D. Componentes mecánicos asociados al sistema de extrusión.

1. Husillo.

El tornillo de extrusión es usualmente dividido en tres secciones: zona de alimentación, zona de transición y zona de dosificación (Figura 2). En la zona de alimentación es en la que los pellets de polímero ingresan en su estado sólido y comienzan a ser transportados y calentados a lo largo del husillo. En esta zona se encuentra una gran cantidad de fricción entre los pellets, pero estos aún son transportados en un estado sólido. La zona de transición se caracteriza por el material polimérico parcialmente fundido, aquí se puede observar que ya hay una masa de material fundido, pero aún se pueden encontrar algunas partículas en estado sólido. Al llegar a la zona de dosificación todo el material polimérico se encuentra fundido, en esta zona se presentan distintos flujos de material fundido y la temperatura en este punto es elevada, así como la presión que se ejerce al fluido. Las características esenciales de un husillo extrusor se pueden observar en la Figura 2.

Figura 2 Características geométricas de un husillo extrusor.



(Gómez, 2007)

a. Sección de alimentación – profundidades y longitudes.

La altura del filete en la zona de alimentación es una variable inicial para realizar un buen diseño en los tornillos. Existe una gran variedad de reglas utilizadas para el cálculo de esta altura, la más conocida es la regla del dedo propuesta por Savgorodny, la cual dice que la sección de alimentación de un husillo no debería ser superior a 0.2 veces el diámetro nominal del husillo (D).

La principal función de la sección de alimentación es el transporte de sólidos. En diámetros menores a 2.5" se debe realizar el cálculo para asegurar que el tornillo no falle por torsión ya que esta es la sección más delgada del tornillo. Se busca que el coeficiente de fricción sea mayor en las paredes de la camisa y sea el menor posible en las paredes del tornillo para que el material tenga un buen avance. Para husillos de longitudes menores a 1 m se aconseja mantener la zona de alimentación aislada de la zona de transición y dosificación ya que la fricción de los materiales cambia con su temperatura, en este caso se busca que la fricción sea la menor posible por lo que separar la zona de alimentación de las demás puede aumentar la productividad de la máquina.

(Jaramillo, 2008)

b. Sección de compresión, transición o plastificación.

En esta sección es donde tiene lugar la mayor parte de la fusión del polímero. En esta zona del tornillo también se tiene la transición entre la profundidad de alimentación y la profundidad de dosificación y es donde se efectúa trabajo sobre el polímero haciendo que se produzca la fusión. Los materiales poliméricos tienen en su mayoría su punto de fusión bien definido y al llegar a este la densidad del material es una característica para tener muy en cuenta al diseñar un tornillo extrusor. Por esta razón la zona de compresión debe ser diseñada no sólo para compactar el material si no para adaptar la variación en el volumen que tiene lugar cuando el material pasa de su estado sólido a su estado líquido.

Una característica muy importante para tomar en cuenta al momento de diseñar un husillo extrusor es la relación de compresión, esta es la principal responsable en asegurar un buen procesamiento del material polimérico. Se define como relación de compresión a la razón entre el volumen de una vuelta del canal en la zona de alimentación y el volumen del canal en la última vuelta antes de la boquilla.

Ecuación 1. Relación de compresión. (Gómez, 2007)

$$\beta = \frac{H_1}{H_2}$$

Donde β es la relación de compresión, H_1 es la altura en la zona de alimentación y H_2 es la altura en la zona de dosificación.

c. Sección de dosificación.

En esta sección se completa la fusión del polímero y se genera presión, esta presión debe superar la restricción geométrica impuesta por la matriz. Esta zona tiene la profundidad de canal más pequeña y de ella se puede tener mejor conocimiento debido a que el material polimérico es completamente viscoso por lo que se pueden calcular los distintos tipos de flujo que existen en esta zona y finalmente el caudal de producción de la máquina extrusora.

(Savgorodny, 2005)

2. Cilindro.

Esta es una pieza estructural muy importante, debido a que se encarga de contener el material al ser extruido por el husillo. La camisa debe ser capaz de soportar las altas presiones generadas por el movimiento del husillo. Por último, sus paredes internas deben ser rectificadas debido a la pequeña holgura que existe entre esta y el husillo, para evitar cualquier interferencia entre estos componentes.

3. Acoplamiento del sistema.

Es necesario realizar el diseño de las piezas necesarias para contener el husillo junto con la camisa, los cojinetes y el sistema de transmisión de potencia. En el caso de una extrusora de un husillo se requiere de tres piezas principales: el acoplamiento entre el husillo y la camisa, la unión entre el husillo y los rodamientos y una última pieza encargada de ajustar los rodamientos con el acople mencionado anteriormente.

4. Componentes mecánicos del sistema.

Por último, se requiere de varios elementos adicionales como: cojinetes, tornillos, tuercas y roldanas. Todos estos elementos de sujeción se encargan de asegurar el sistema y dar un ajuste fino a cada pieza, elevando la seguridad y desempeño del sistema en general.

E. Selección de materiales en el diseño del sistema.

El material elegido debe responder a las exigencias de la función de la pieza o componente. Este aspecto está íntimamente relacionado con sus características físicas (densidad, propiedades térmicas y eléctricas) y mecánicas (resistencia a fluencia, rigidez y coeficientes de fricción). La selección del material debe estar íntimamente relacionada con el proceso de manufactura y conformación de la pieza, se debe comprobar que el método de fabricación se pueda realizar con el material seleccionado. Otro factor para tomar en cuenta al seleccionar el material es el costo y disponibilidad de este en las dimensiones deseadas.

El acero es en la actualidad la más importante de las aleaciones metálicas conocidas, se puede decir que bajo la denominación “acero” se encuentran todas las aleaciones de hierro forjables. La gran importancia de este material se debe a sus notables propiedades, a su alta disponibilidad en yacimientos de minerales y al desarrollo de las tecnologías para su fabricación relativamente simples.

Los aceros destinados a la fabricación de elementos que ejercen funciones críticas en la máquina se pueden agrupar en cuatro categorías: aceros de bonificación (piezas sometidas a fatiga), de endurecimiento superficial, de alto límite elástico y aceros para mecanizar. Estos incluyen aleaciones de acero con Manganeso (Mn), Cromo (Cr), Azufre (S), Molibdeno (Mo) y níquel (Ni) las cuales proporcionan mejoras en capacidad de aplicar tratamientos térmicos, mejor resistencia a la corrosión, mayor dureza y resistencia elástica, estos generalmente son aceros de bajo y medio carbono. En el anexo 1 y 2 se encuentran tablas de diversos materiales utilizados en fabricación de piezas de maquinaria.

Para diversas partes estructurales de la máquina el grado de criticidad es menor, por lo que se suele emplear el hierro fundido gris (clase 30 o clase 40) producido por fundición continua o aceros no aleados de bajo carbono o medio carbono (1020 o 1045). Debido a que su mecanizado es sencillo y a su alta disponibilidad en los mercados locales.

(Romeva, 2008)

F. Análisis de esfuerzos del sistema de extrusión.

Todos los tornillos extrusores están compuestos por una serie de partes (Figura 2), cada una de estas tienen una gran importancia en el diseño de este, por lo que es necesario definirlos correctamente.

- a. Espesor del filete (e): Este es el ancho de cada uno de los filetes que compone la rosca del tornillo extrusor.
- b. Diámetro nominal del tornillo (D): Corresponde al diámetro exterior del husillo.
- c. Paso diametral (S): Es la distancia consecutiva entre dos puntos del filete. Se aconseja utilizar un paso diametral igual al diámetro del husillo.

- d. Altura del filete (H): Es la profundidad máxima del canal desde el diámetro nominal hasta la raíz del tornillo. Esta profundidad generalmente es la que varía con la longitud del tornillo extrusor y también define la relación de compresión.
- e. Ángulo de paso (φ): También denominado el ángulo de la hélice en la superficie del cilindro, se puede calcular utilizando relaciones trigonométricas que incluyen el paso y el diámetro del tornillo.

Ecuación 2. Ángulo de hélice. (Savgorodny, 2005)

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{S}{\pi * D}\right)$$

- f. Ancho del canal (w): Es la distancia medida entre el extremo de un filete hasta donde comienza el siguiente filete.

Ecuación 3. Ancho del canal. (Jaramillo, 2008)

$$W = (S * \cos(\varphi)) - e \text{ [mm]}$$

La producción expresada como caudal (Q), se puede obtener calculando tres diferentes tipos de flujo presentes en el tornillo. El flujo de arrastre (α), que es el tipo de flujo de mayor magnitud y es provocado por el giro del husillo. El flujo de presión (β), este componente se opone al flujo en el sistema. Por último, el flujo de filtración (γ), es otro componente que se opone al flujo del sistema y se debe a pérdidas de material entre la holgura del tornillo – camisa. Estos flujos toman lugar en la zona de dosificación en la que el material polimérico se encuentra totalmente fundido y la producción en esta zona es equivalente a la producción total del tornillo. Según las ecuaciones de Savgorodny, el flujo volumétrico (Q) se puede determinar con la siguiente expresión:

Ecuación 4. Flujo volumétrico. (Savgorodny, 2005)

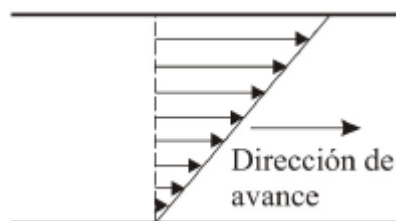
$$Q = \left(\frac{\alpha * K}{K + \beta + \gamma}\right) * \eta \left[\frac{mm^3}{min}\right]$$

Donde (K) es la constante total de la forma geométrica de la cabeza y (η) es la velocidad de giro en revoluciones por minuto.

1. Flujo de arrastre o de fricción (α): Tipo de flujo que se da debido a la fricción del material polimérico con el tornillo, este es el principal responsable del movimiento del material desde la tolva de alimentación hasta la boquilla. El material fundido en el canal del tornillo se adhiere a las paredes internas del cilindro, que se mueven respecto al tornillo. En la Figura 3, se puede observar el perfil de velocidades del material correspondiente al flujo de arrastre.

(Beltrán, 2012)

Figura 3. Perfil de velocidad originado por el flujo de arrastre.



(Beltrán, 2012)

Este flujo se puede definir utilizando los parámetros del tornillo, como se muestra en la ecuación 5:

Ecuación 5. Flujo de arrastre.

$$\alpha = \frac{\pi * m * D * H_2 * \left(\frac{S}{m} - e\right) * \cos^2 \varphi}{2} \text{ [mm}^3\text{]}$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

m: Número de canales del tornillo extrusor.

D: Diámetro nominal [mm].

H_2 : Profundidad del canal en la sección de dosificación [mm].

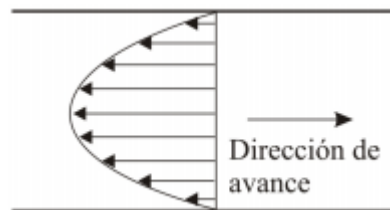
φ : Ángulo de hélice.

S: Paso diametral.

e: Ancho del filete [mm].

2. Flujo de presión (β): También conocido como flujo de retroceso, opuesto al anterior y debido a la diferencia de presión entre la tolva (entrada) y el cabezal (salida) de la máquina, originada por la restricción que impone la boquilla, el plato rompedor y cabezal. Debido a que la presión es mayor en la salida, el flujo de presión se opone al flujo de arrastre como se muestra en la Figura 4:

Figura 4. Perfil de velocidad generado por el flujo de presión.



(Beltrán, 2012)

Al igual que con el flujo de arrastre, el flujo de presión se puede determinar con parámetros geométricos del tornillo, con la relación presentada en la ecuación 6.

Ecuación 6. Flujo de presión.

$$\beta = \frac{m * H_2^3 * \left(\frac{t}{m} - e\right) * \sin(\varphi) * \cos(\varphi)}{12 * L} \text{ [mm}^3\text{]}$$

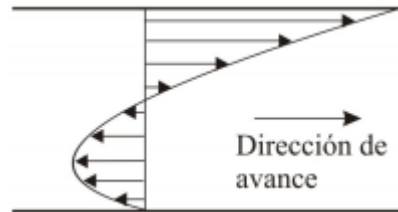
(Savgorodny, 2005)

Donde:

L: Longitud total del tornillo extrusor [mm].

3. Flujo de filtración (γ): Por último, también conocido como el flujo de pérdida o de fugas, tiene lugar entre el filete del tornillo y el cilindro. Este se debe a la holgura que existe entre el tornillo y el cilindro, entre menor sea esta holgura menor será el flujo de filtración. Este es el menos significativo de los tres y es opuesto al flujo de arrastre. Su perfil de velocidad se puede observar en la Figura 5:

Figura 5. Perfil de velocidad generado por el flujo de filtración.



(Beltrán, 2012)

Con la ecuación 7 se puede determinar el valor del flujo de filtración:

Ecuación 7. Flujo de arrastre.

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

(Savgorodny, 2005)

Donde:

δ : Holgura entre la camisa y el tornillo extrusor [mm].

4. Constante tota del cabezal (K): Como se mencionó anteriormente, el cabezal representa una restricción al flujo de arrastre, por lo que se debe determinar la constante del cabezal dividiéndolo en distintas zonas con diferentes configuraciones. Por el diseño del cabezal, se poseen tres zonas a calcular: para un canal cilíndrico, para un canal cónico por el cambio de sección transversal y la constante por la malla de filtración, estableciendo para cada una de estas una constante K_i . De la siguiente manera:
- Para un canal cilíndrico: Que corresponde a la entrada al cabezal sin cambio de sección, se puede determinar con la ecuación 8:

Ecuación 8. Constante de cabeza para un canal cilíndrico.

$$K_1 = \frac{\pi * d^4}{128 * L} [mm^3]$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

d: Diámetro del canal de la zona de alimentación.

L: Longitud del canal.

- Para un canal cónico: Esta constante corresponde al cambio de sección entre la entrada del cabezal y la salida de este, parámetros que dependen del sistema de cabezal utilizado. Se puede calcular con la ecuación 9:

Ecuación 9. Constante de cabeza para un canal cónico.

$$K_2 = \frac{3 * \pi * d_0^3 * d_1^3}{128 * L * (d_0^2 + (d_0 * d_1) + d_1^2)} [\text{mm}^3]$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

d0: Diámetro de entrada del material en un canal anular cilíndrico.

d1: Diámetro de salida del material en un canal anular cilíndrico.

c. Constante total de la cabeza: Se puede determinar con la siguiente ecuación y corresponde a la constante total equivalente de las tres constantes que se tienen en el cabezal, con la ecuación 10:

Ecuación 10. Constante total de cabeza para un tornillo extrusor.

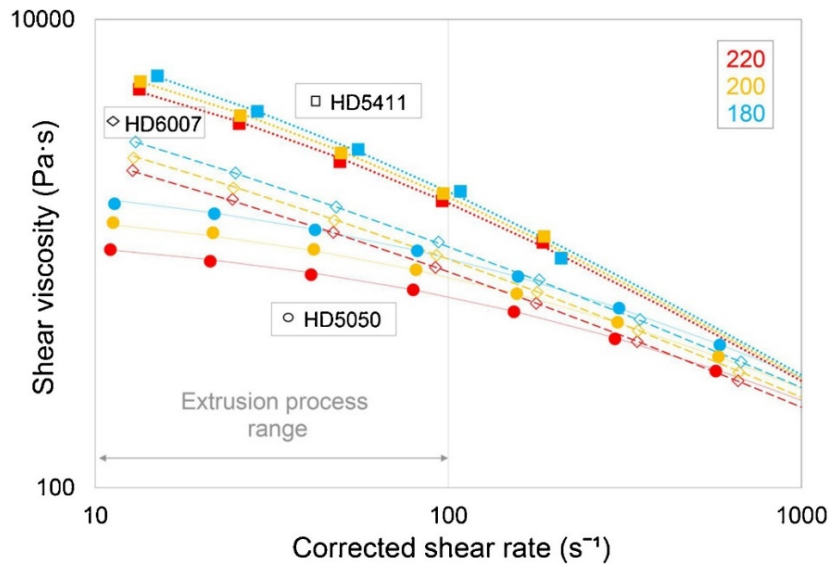
$$K = \frac{1}{\sum \frac{1}{K_1} + \sum \frac{1}{K_2} + \dots + \sum \frac{1}{K_i}} [\text{mm}^3]$$

(Savgorodny, 2005)

5. Viscosidad efectiva:

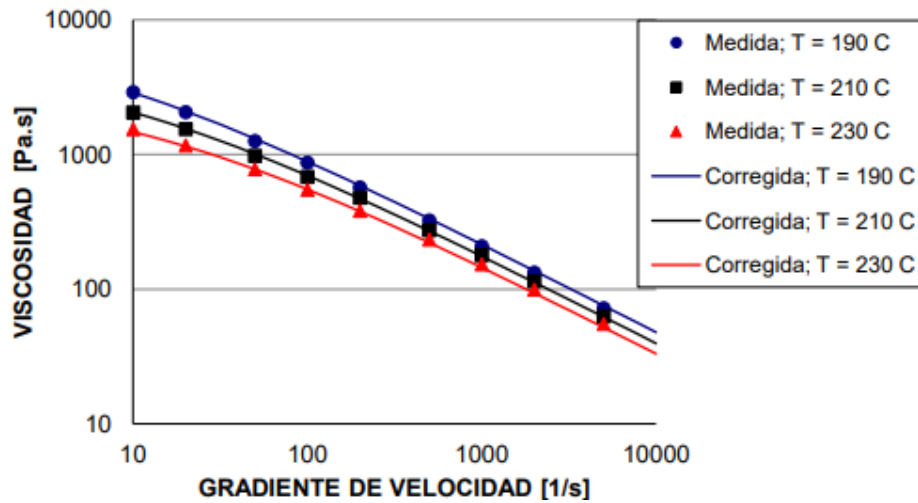
La viscosidad efectiva se puede obtener por medio de diagramas en función de la velocidad de cortadura y de la temperatura de operación para fluidos no newtonianos. De la Figura 6 se tomaron los datos del polietileno de alta densidad, a una temperatura de trabajo de 200 °C y una velocidad de cortadura de 100 (S⁻¹) para obtener una viscosidad efectiva de 500 Pa.s.

Figura 6. Viscosidad efectiva en función de temperatura y velocidad de corte del HDPE.



(Vera-Sorroche, 2014)

Figura 7. Viscosidad efectiva en función de temperatura y velocidad de corte del PP.



(García, 2012)

Para el Polipropileno de baja densidad, se obtuvo un diagrama de viscosidad efectiva en función de la velocidad de cortadura, considerando una temperatura de operación de 230 °C y una velocidad de cortadura de 100 (S^{-1}) se obtuvo una viscosidad efectiva de 850 Pa.s. Estos datos se utilizarán más adelante para poder determinar la presión máxima generada por el tornillo de extrusión.

6. Cálculo de las revoluciones del tornillo extrusor:

Conociendo la velocidad de cortadura conveniente para trabajar, se procede a calcular las revoluciones por minuto requeridas para el tornillo de extrusión con la ecuación 11:

Ecuación 11. Velocidad de cortadura.

$$\dot{\gamma} = \frac{\pi * D * \eta}{H_2 * 1 s} [s^{-1}]$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

$\dot{\gamma}$: velocidad de corte [1/s].

η : Revoluciones por minuto.

Despejando para las revoluciones del husillo se obtiene la ecuación 12:

Ecuación 12. Revoluciones por minuto del tornillo de extrusión.

$$\eta = \frac{\dot{\gamma} * H_2 * 1 s}{\pi * D} [\text{rpm}]$$

(Savgorodny, 2005)

7. Cálculo de potencia requerida por el husillo:

Para el cálculo de la potencia del tornillo de extrusión el autor Savgorodny propone una relación entre las revoluciones del husillo, el diámetro del husillo, un factor de proporcionalidad que permanece constante y es igual a ($K = 66.7$) con la ecuación 13:

Ecuación 13. Cálculo de la potencia necesaria.

$$N = \frac{\eta * \pi * D^3}{K^2} [Kw]$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

N: Potencia requerida [Kw].

K: Factor de proporcionalidad.

8. Cálculo de presión máxima del husillo:

Debido a la acción de forzar el material a través del cabezal, se genera un diferencial de presión. Considerando el lado de entrada con presión absoluta igual a 0, la presión máxima es igual a la presión que se presenta a la salida del material. Este es un parámetro clave para conocer los esfuerzos que se presentarán en el husillo y se puede determinar con la ecuación 14:

Ecuación 14. Cálculo de presión máxima generada por el husillo.

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * D * L * N * \mu}{h_2^2 * \tan \varphi} [Pa]$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

D: Diámetro nominal [m].

L: Longitud total [m].

N: Velocidad del husillo [rev/s].

μ : Viscosidad efectiva del polímero [Pa*s].

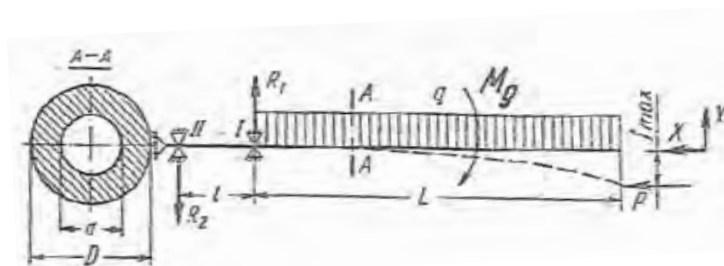
h_2 : Profundidad en la zona de dosificación. [m].

φ : Angulo de hélice [rad].

9. Cálculo de fuerzas y esfuerzos soportados por el husillo:

Al realizar el análisis de fuerzas del tornillo (Figura 8), se puede observar que sobre el husillo actúan la fuerza axial (P), el momento de giro (M_g) y la carga uniforme repartida (q), originada por el propio peso del husillo. Las fuerzas P y q causan la flexión (f) del husillo.

Figura 8. Diagrama de fuerzas de un husillo.



(Savgorodny, 2005)

- a. Torque (M_g): Conociendo la potencia requerida por el husillo y las revoluciones por minuto a las que este estará girando se puede calcular el torque generado con la ecuación 15:

Ecuación 15. Torque aplicado al husillo.

$$M_g = K * \frac{N}{n} [N * m]$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

K: Constante de proporcionalidad (K = 9550) en el sistema métrico.

N: Potencia [Kw].

n: RPM.

Para el cálculo de esfuerzos en el husillo se debe conocer ciertos parámetros dependientes de la geometría, los cuales son:

- b. Relación de diámetros del husillo: Es la relación entre el diámetro de la raíz del tornillo en la zona de alimentación y con el diámetro de raíz de la zona de dosificación. Se puede determinar con la ecuación 16:

Ecuación 16. Relación de diámetros del husillo.

$$u = \frac{d_a}{d_e}$$

(Savgorodny, 2005)

Donde:

d_a : Diámetro de alimentación [mm].

d_e : Diámetro de extrusión [mm].

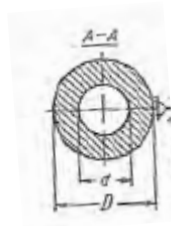
- c. Superficie transversal del husillo: Es el área transversal del husillo A-A (figura 8), se calcula utilizando el diámetro nominal del husillo y la relación de diámetros del husillo, con la ecuación 17:

Ecuación 17. Cálculo de superficie transversal del husillo.

$$S = \frac{\pi * D^2}{4} * (1 - u^2) [mm^2]$$

(Savgorodny, 2005)

Figura 9. Sección transversal del husillo.



(Savgorodny, 2005)

- d. Momento de inercia: El momento de inercia de la sección A-A mostrada en la Figura 9, como se muestra en la ecuación 18:

Ecuación 18. Momento de inercia.

$$J = \frac{\pi * D^4}{64} (1 - u^4) [mm^4]$$

(Savgorodny, 2005)

- e. Radio de inercia: Que corresponde a la distancia comprendida entre el eje de giro y donde está concentrada toda la masa del cuerpo, esta se puede calcular utilizando la ecuación 19:

Ecuación 19. Radio de inercia.

$$R_i = \sqrt{\frac{J}{S}} [mm]$$

(Savgorodny, 2005)

- f. Esbeltez: Para realizar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre el husillo se deberá comprobar la esbeltez que en la mayoría de los casos es mayor a 120; Esta se determina empleando la ecuación 20:

Ecuación 20. Esbeltez del husillo.

$$\lambda = \frac{a * L}{R_i}$$

(Savgorodny, 2005)

- g. Tensión tangencial (P): Luego se procede a calcular la fuerza axial que actúa sobre el husillo, con la ecuación 21:

Ecuación 21. Fuerza axial del husillo.

$$P = S * P_{max} [N]$$

(Savgorodny, 2005)

- h. Carga repartida y momento de flexión: También se puede conocer la carga repartida uniformemente y su momento de flexión máximo con las ecuaciones 22 y 23:

Ecuación 22. Carga repartida en el husillo.

$$q = \frac{W_{tornillo}}{L_{tornillo}} \left[\frac{N}{m} \right]$$

(Savgorodny, 2005)

Ecuación 23. Momento de flexión máximo.

$$M_f = \frac{q * L^2}{2} [N * m]$$

(Savgorodny, 2005)

- i. Momento de inercia respecto al eje neutro: Para calcular el esfuerzo normal producido por el momento máximo de flexión, es necesario conocer el momento de inercia respecto al eje neutro, con la ecuación 24:

Ecuación 24. Momento de inercia respecto al eje neutro.

$$W_o = \frac{\pi * D^3}{32} * (1 - u^3) [m^3]$$

(Savgorodny, 2005)

- j. Esfuerzo normal: El esfuerzo normal soportado por el husillo es igual a la suma entre el esfuerzo producido por la fuerza axial y el esfuerzo producido por el momento de flexión máximo, calculado empleando la ecuación 25:

Ecuación 25. Esfuerzo normal soportado por el husillo.

$$\sigma = \frac{F}{S} + \frac{M_f}{W_o} [Pa]$$

(Savgorodny, 2005)

- k. El esfuerzo cortante: Este es producido por el momento de torsión y se puede determinar con la ecuación 26:

Ecuación 26. Esfuerzo cortante soportado por el husillo.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * D^3 * (1 - u^4)} [Pa]$$

(Savgorodny, 2005)

10. Cálculo de factor de seguridad del husillo:

El husillo presenta un caso de esfuerzos combinados. En la teoría de diseño mecánico se recomienda seguir el método de teoría de falla estática por energía de distorsión para materiales dúctiles para conocer el factor de seguridad por falla estática y la teoría de falla por fatiga con el método esfuerzo – vida, para determinar el factor de seguridad por fatiga. Las ecuaciones empleadas en estos dos métodos se presentan a continuación:

Teoría de falla estática energía de distorsión para materiales dúctiles:

Ecuación 27. Esfuerzo resultante von-mises.

$$\sigma' = \left(\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 * \tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} [Pa]$$

(Budynas, 2012)

Donde:

σ' : Esfuerzo de resultante von-mises.

σ_x : Esfuerzo normal por flexión aplicado en “x”.

σ_y : Esfuerzo normal por flexión aplicado en “y” (en este caso $\sigma_y = 0$).

τ_{xy} : Esfuerzo cortante por torsión aplicado en “xy”.

Ecuación 28. Factor de seguridad estático.

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

(Budynas, 2012)

Donde:

N: Factor de seguridad estático.

S_y : Límite elástico del material evaluado.

Teoría de falla por fatiga método esfuerzo – vida:

La teoría de falla por fatiga es aplicada en la muesca del husillo, ya que por un cambio de geometría es una ubicación de concentración de esfuerzos. Se deben calcular los factores de concentración de esfuerzos en la muesca para los diferentes casos con las gráficas mostradas en los anexos 3 a 6. Al obtener estos factores, se procede a calcular los factores de concentración de esfuerzos normal y cortante:

Ecuación 29. Factor de concentración de esfuerzos para esfuerzo normal.

$$K_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 30. Factor de concentración de esfuerzos para esfuerzo cortante.

$$K_{fs} = 1 + q_s * (k_{ts} - 1)$$

(Budynas, 2012)

Al tratarse del caso de esfuerzos combinados, se debe calcular el esfuerzo resultante von-mises alternante que corresponde al esfuerzo normal y el esfuerzo medio que corresponde al esfuerzo cortante.

Ecuación 31. Esfuerzo alternante y medio.

$$\sigma_a = \sigma_x ; \tau_m = \tau_{xy}$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 32. Esfuerzo von-mises alternante simplificado.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(k_f)_{flexión} * (\sigma_a)_{flexión} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 33. Esfuerzo von-mises medio simplificado.

$$\sigma'_m = \left\{ 3 \left[(k_{fs}) * (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

(Budynas, 2012)

Se debe aproximar el límite de resistencia a la fatiga del material utilizado, aplicando los siguientes factores:

Ecuación 34. Límite de resistencia a la fatiga (s'_e).

$$s'_e = \frac{S_y}{2}$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 35. Límite de resistencia a la fatiga modificado.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * s'_e$$

(Budynas, 2012)

El factor de seguridad para fluencia al primer ciclo se puede obtener con la ecuación 36:

Ecuación 36. Factor de seguridad para fluencia al primer ciclo.

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

(Budynas, 2012)

El factor de seguridad para fatiga se puede obtener empleando la ecuación de Goodman modificada para fatiga, la cual se presenta en la ecuación 37:

Ecuación 37. Factor de seguridad a fatiga empleando Goodman Modificada.

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

(Budynas, 2012)

Por último, es necesario comprobar que la deflexión máxima sea inferior a la holgura existente entre la camisa y el husillo para asegurar un pequeño juego entre estos componentes, para determinarla se debe emplear la ecuación 38:

Ecuación 38. Deflexión máxima del husillo.

$$d_{max} = \frac{q * L^4}{8 * E * J} [mm]$$

(Budynas, 2012)

Para realizar una comparación entre el factor de seguridad obtenido y un factor de seguridad deseado para esta aplicación se puede emplear el factor de seguridad por la regla del dedo:

Ecuación 39. Regla del dedo para factor de seguridad.

$$N = N_{material} * N_{esfuerzo} * N_{geometría} * N_{fallas} * N_{confiabilidad}$$

(Ullman, 1991)

11. Cálculo de esfuerzos soportados por el cilindro:

Para calcular los esfuerzos pertinentes al cilindro que recubrirá el husillo, se deben emplear las ecuaciones de Shigley para esfuerzos en cilindros a presión, de la siguiente manera:

Ecuación 40. Esfuerzo en x para un cilindro a presión.

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

(Budynas, 2012)

Ecuación 41. Esfuerzo en y para un cilindro a presión.

$$\sigma_y = \sigma_l = \frac{p_i * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 42. Esfuerzo en z para un cilindro a presión.

$$\sigma_z = \sigma_r = \frac{r_i^2 * p_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

(Budynas, 2012)

Luego se aplicará la teoría de falla estática por energía de distorsión para materiales dúctiles en la ecuación 43.

Ecuación 43. Cálculo de esfuerzo resultante von-mises para un cilindro sometido a presión.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}}$$

(Budynas, 2012)

Se debe calcular el factor de seguridad del cilindro aplicando la Ecuación 28. Utilizando las propiedades del material que conforma este componente.

12. Cálculo de componentes mecánicos del sistema:

a. Rodamientos:

Como primer paso se requiere determinar el tipo de rodamiento a utilizar de manera que se adecuara a las necesidades de funcionamiento de la máquina. Para ello se tomó en consideración el tipo de carga a la que sería sujeto el rodamiento. En este caso la carga es combinada en los ejes axial y radial, por lo que se determinó que un rodamiento de rodillos cónicos sería el adecuado. Se prosiguió dimensionando y seleccionando un rodamiento que cumpla con los requerimientos del sistema, con el siguiente procedimiento:

- 1) Determinar la carga axial (F_a) y radial (F_r) que serán aplicadas al rodamiento.
- 2) Determinar el diámetro del eje en el que serán montados los rodamientos.
- 3) Utilizar la siguiente fórmula para determinar la carga dinámica y estática equivalente:

- Carga dinámica equivalente:

Ecuación 44. Carga dinámica equivalente.

$$P = F_r \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

(SKF, 2006)

- Carga estática equivalente:

Ecuación 45. Carga estática equivalente.

$$P_o = 0.4 * F_r + Y * F_a \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} > e$$

(SKF, 2006)

- 4) Al conocer las cargas aplicadas al rodamiento, se debe seleccionar el rodamiento adecuado que cumpla con un factor de seguridad mayor a 2 y que tenga las dimensiones adecuadas para el diseño.
- 5) Al seleccionar el rodamiento adecuado, se debe realizar el cálculo de la vida nominal del rodamiento, con las siguientes formulas.

Ecuación 46. Vida nominal de un rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p [10^6 \text{ revoluciones}]$$

(SKF, 2006)

Si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida nominal expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación 47.

Ecuación 47. Vida nominal de un rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} [hr]$$

(SKF, 2006)

Donde:

C: Capacidad de carga dinámica, kN.

P: Carga dinámica equivalente, kN.

n: Velocidad de giro, rpm.

p: Exponente de la ecuación de vida nominal, 3 (rodamientos de bolas) y 10/3 para rodamientos de rodillos.

b. Cuñero:

El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y profundidad de la cuña apropiada para soportar la carga de torsión, el diseñador elige la longitud de cuña que pueda soportar dicha carga, (Budynas, 2012). Conociendo el diámetro del eje y la carga de torsión requerida, se puede determinar la longitud de la cuña de la siguiente manera:

- 1) Debemos calcular la fuerza generada por el par de torsión aplicado al eje:

Ecuación 48. Fuerza aplicada al eje por un par de torsión.

$$F = \frac{T}{r} [N]$$

(Budynas, 2012)

Donde:

T: Par de torsión en $\left[\frac{N}{m}\right]$

r: Radio del eje en [m].

- 2) Se debe calcular la longitud de la cuña conociendo el esfuerzo cortante del material de la cuña de la siguiente manera.

Ecuación 49. Longitud de cuña a partir de la ecuación de energía de distorsión.

$$l = \frac{F * n}{S_{sy} * w}$$

(Budynas, 2012)

Donde:

l : Longitud de la cuña en [mm].

F: Fuerza generada por el par de torsión en [N].

n: Factor de seguridad aplicado al cuñero.

S_{sy} : Resistencia al cortante por energía de distorsión en [Mpa].

w: Ancho de la cuña seleccionada en [mm].

- c. Tornillos de fijación:

A diferencia de los pernos y de los tornillos de cabeza, que dependen de una tensión para desarrollar una fuerza de sujeción, los tornillos de fijación se basan en la compresión para desarrollar tal fuerza. La resistencia al movimiento axial de una masa con relación al eje se llama capacidad de sujeción. Dicha capacidad de sujeción no es más que una fuerza de resistencia, que se debe a la resistencia de fricción de las partes en contacto del collarín (acople) y el eje, así como cualquier penetración ligera del tornillo de fijación en el eje. Se debe conocer la carga axial que debe soportar el tornillo para luego, seleccionar el tornillo adecuado que cumpla con un factor de seguridad mayor a 2. La fuerza de sujeción para diferentes tamaños de tornillos se encuentra en el anexo 7 y el factor de seguridad no es más que la potencia de sujeción del tornillo dentro de la carga axial o tangencial aplicada. (Budynas, 2012)

- d. Acoples del sistema:

Conociendo la carga axial que deben soportar los rodamientos, se puede determinar que, por conservación de fuerzas, esta misma carga será repartida en cada uno de los acoples del sistema. Se utilizó el software ANSYS 2019 R1, el cual proporciona la posibilidad de obtener resultados precisos dadas las condiciones de operación del sistema, su montaje y las cargas aplicadas a dicho sistema. Con la herramienta de análisis estático estructural, obteniendo los resultados de factor de seguridad mínimo y los esfuerzos máximos soportados por el sistema.

e. Tornillos de sujeción:

En los tornillos de cabeza hueca hexagonal existen dos cargas principales aplicadas, la precarga (F_i) y la porción de carga tomada por el perno (P_b). La precarga es el torque con el que el tornillo fue sujetado a la o las piezas. Mientras que la porción de carga del perno es la fuerza externa aplicada al tornillo que en este caso es la carga transmitida a los acoples por los rodamientos. La carga de prueba de un tornillo (S_p) es la carga máxima (fuerza) que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. La resistencia de prueba está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión.

(Budynas, 2012)

Para el cálculo de esfuerzos en pernos, si N pernos comparten en forma equivalente la carga externa total, entonces se puede aplicar la ecuación 50:

Ecuación 50. Fuerza externa aplicada.

$$P = \frac{P_{total}}{N}$$

(Budynas, 2012)

La carga aplicada al perno se puede determinar con la ecuación 51:

Ecuación 51. Carga total en perno.

$$F_b = P_b + F_i = C * P + F_i$$

(Budynas, 2012)

La precarga (F_i) Se puede determinar con el torque, un factor de proporcionalidad (K) determinado según el material del perno (anexo 18) y el diámetro nominal (d), como se muestra en la ecuación 52:

Ecuación 52. Precarga de perno.

$$T = K * F_i * d$$

(Budynas, 2012)

La porción de carga (P_b) tomada por el perno, se puede determinar al aplicar la constante de rigidez (C) tomada del anexo 19. Para conocer el esfuerzo axial soportado por el perno (σ_b), se debe conocer el área de esfuerzo de tensión que es en la que se aplicará dicho esfuerzo. Luego se realiza la división entre la carga total del perno dentro del área de esfuerzo de tensión (A_t) encontrada en el anexo 20. La carga de prueba se de distintos pernos se puede encontrar en el anexo 21. El factor de seguridad contra fluencia estática (n_p), el factor de sobrecarga (n_L) y el factor de seguridad de separación (n_0) se pueden calcular con las ecuaciones 53, 54 y 55 respectivamente:

Ecuación 53. Factor de seguridad contra fluencia estática.

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b}$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 54. Factor de sobrecarga.

$$n_L = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * P}$$

(Budynas, 2012)

Ecuación 55. Factor de separación.

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)}$$

(Budynas, 2012)

Dado que es común cargar un perno cerca de su resistencia de prueba, el factor de seguridad contra la fluencia no suele ser mucho mayor que la unidad. El factor de carga se suele utilizar como una protección contra las sobrecargas, aplicado solamente a la carga P, este debe ser mayor a uno. Para obtener una junta segura es esencial que la carga externa sea menor que la necesaria para causar que la unión se separe, debido a esto el factor de separación debe ser mayor a uno.

(Budynas, 2012)

G. Métodos de manufactura de tornillos y componentes cilíndricos:

En los procesos de mecanizado, se pueden encontrar los que involucran arranque de viruta y los que no requieren arranque de viruta. El primero se utiliza para mecanizar piezas previamente conformadas llevando a cabo un corte de material con herramientas de corte, obteniendo una pieza con las dimensiones dadas con una alta precisión a coste de un desperdicio de material removido de la pieza original. Para el maquinado del acero se suelen utilizar las máquinas herramienta, las cuales emplean herramientas de corte para remover materiales, entre las más comunes se encuentra la fresadora y el torno. El taller de Metalmecánica de la UVG cuenta con las dos.

Para el tornillo se requiere la manufactura de un tornillo cónico. La conicidad se puede producir utilizando el carro superior del torno, la regla guía o el desalineamiento del cabezal móvil, siendo este último el método más empleado. La conicidad se conoce como la relación entre la diferencia de diámetros mayor y menor y la longitud del cono. También es importante tomar en consideración si el cono a mecanizar es exterior o interior y se va en aumento o en disminución. En los planos se acostumbra a indicar directamente: el número de grados que tiene el cono, uno de los diámetros y la longitud total del cono. Para el torneado por el número de grados del cono se debe desviar el carro superior igual a la mitad del ángulo de conicidad. El proceso de manufactura de tornillos cónicos se puede realizar con los mismos principios, sin embargo, este tomará mucho más tiempo el cual debe tomarse en consideración con el tiempo asignado para la manufactura del husillo.

V. Metodología

A. Definición de necesidades del sistema de extrusión.

Se elaboró una matriz de requerimientos de forma grupal conociendo las necesidades del grupo *Precious Plastic* Guatemala (PPGT). Estos se dividieron por el tipo de requerimiento y el módulo al que pertenecen, siguiendo la literatura de *Larson & Wertz* (2005). Estos pueden ser compartidos entre distintos módulos, por lo que en conjunto con el Ingeniero en Sistemas se concretaron reuniones cada dos semanas para asegurar la sintonía del diseño de cada módulo y el cumplimiento de los requerimientos.

Es necesario realizar una matriz de verificación y validación de cada requerimiento, por lo que a cada uno de estos se le asignó un tipo de verificación, divididos gracias a la literatura de O. Grady. Estos se presentan a continuación:

- Examinación (E): Solamente es necesario la verificación de este por medio de los sentidos; el uso de equipo de laboratorio sencillo o manipulación manual simple.
- Análisis (A): Utiliza modelos matemáticos, simulaciones, algoritmos, gráficos o diagramas.
- Prueba (P): Es un elemento de verificación e inspección comprobado por algún medio técnico.
- Revisión de diseño (D): Este tipo de elemento consiste en la revisión de planos del sistema.

En las Tablas 1 a 3 se pueden observar los requerimientos funcionales, operacionales y las limitantes definidas para este sistema y el tipo de verificación que requiere para comprobar su cumplimiento.

1. Requerimientos funcionales:

Tabla 1. Requerimientos funcionales del sistema de extrusión.

Código	Requerimiento	Verificación
FSE-01	El sistema de extrusión debe ser construido con materiales resistentes a la corrosión y altas temperaturas.	E
FSE-02	Debe ser capaz de extruir 50 lb diarias de plástico.	A y P
FSE-03	El acople entre el sistema de extrusión y el sistema de transmisión de potencia debe estar sujeto con elementos de sujeción no permanentes.	D y E
FSE-04	Los rodamientos deben tener una vida útil mayor a 4,000 horas	A

2. Requerimientos operacionales:

Tabla 2. Requerimientos operacionales del sistema de extrusión.

Código	Requerimiento	Verificación
OSE-01	El desensamble de la cámara de extrusión debe ser sencillo de desmontar para facilitar su limpieza y mantenimiento.	D

3. Limitantes:

Tabla 3. Limitantes de diseño del sistema de extrusión.

Código	Requerimiento	Verificación
LT-01	El espacio de la máquina no debe exceder 2 m de largo, 1 m de ancho y 1.2 m de alto.	D
LT-02	El área de operación no debe exceder los 3 x 3 x 2.2 (m)	D
LT-03	Los materiales para construir la máquina deben ser adquiridos con proveedores de Guatemala.	E
LSE-01	Todos los elementos del sistema de extrusión deben poseer un factor de seguridad igual o mayor a 2.	A

B. Determinación de necesidades técnicas del sistema.

1. Diseño del sistema de extrusión:

Todo sistema de extrusión cuenta con un tornillo o pistón que genera presión al plástico fundido a alta temperatura y con la estructura y componentes mecánicos requeridos para que el sistema pueda operar correctamente. El sistema de ariete (pistón) tiene la desventaja de no poder trabajar de forma continua por largos periodos de tiempo, debido a que dicho sistema requiere de una recarga de material cuando el pistón vuelve a su punto muerto inferior (punto inicial). Por otro lado, el sistema de tornillo seleccionado cumple con que la máquina opere de forma continua durante 8 horas de trabajo por lo que fue se tomó la decisión de diseñar una extrusora de husillo.

Dentro de las extrusoras de husillo, se pueden encontrar varias configuraciones como puede ser con el husillo horizontal o vertical y existen extrusoras de un husillo y de varios husillos. El extrusor horizontal presenta ventajas en tamaño ya que requiere una menor altura para la alimentación de material, simplificando la operación de esta. Las extrusoras de un husillo o simples se implementan cuando solamente se requiere trabajar con un material a la vez y las de varios husillos se emplean para mezclas de plásticos o colores y son mucho más caras y complejas. Debido a esto se definió que la extrusora contaría con un solo husillo en orientación horizontal.

Se definió que el sistema de extrusión requiere el diseño de un tornillo extrusor que debe soportar cargas combinadas y térmicas. Un cilindro (camisa) que debe envolver al husillo actuando como una cámara de extrusión que pueda soportar la presión generada por el husillo. Tres acoples para el ensamble del sistema de extrusión. Uno debe contener a la camisa manteniéndola concéntrica respecto al husillo. El segundo debe contener los rodamientos del sistema. El tercero es el que cierra y ajusta los cojinetes con el segundo acople. Es necesario validar todos los componentes mecánicos del sistema en base a un factor de seguridad mayor o igual a 2.

2. Análisis de rozamiento y fricción del sistema de extrusión:

Para asegurar la vida útil de los componentes diseñados para el sistema de extrusión es necesario asegurar un ajuste con juego entre componentes estáticos y dinámicos. Se debe tomar en cuenta al realizar los planos de manufactura y al ensamblar cada componente. Por lo que se realizó una prueba de rozamiento la cual consistió en montar todos los componentes del sistema y probar girarlos comprobando con el oído que no exista rozamiento entre componentes y se rectificó en caso de ser necesario hasta asegurar cero rozamiento o fricción.

- Determinación de la capacidad volumétrica por hora de la producción asociada a la extrusión:

El grupo PPGT registró que ingresan alrededor de 50 lb de plástico diarias por lo que con base en este dato se definió el caudal requerido para procesar 50 lb en 8 horas de trabajo con la ecuación 56:

Ecuación 56. Caudal requerido para el sistema de extrusión.

$$Q_{requerido} = \frac{50 \text{ lb}}{8 \text{ horas}} = 6.25 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

- Definición de los tipos de plásticos que serán extruidos:

Cómo se investigó brevemente existen tres ramas principales en la familia de los polímeros fabricados por el hombre. Los termoplásticos, termoestables y elastómeros, los polímeros termoestables tienen la propiedad de poder ser reconvertidos y reutilizados sin cambiar sus propiedades, lo que los hace atractivos para actividades de reciclaje de plástico. Entre estos se pueden encontrar el tereftalato de polietileno (PET), Polietileno de alta densidad (HDPE), Polietileno de baja densidad (LDPE), Cloruro de polivinilo (PVC), Polipropileno (PP) y el Poliestireno (PS). Cada uno de estos polímeros es utilizado para distintos fines y poseen diferentes propiedades. Entre estos la organización PPGT requiere procesar el PP y el HDPE.

- Definición de las dimensiones del sistema de extrusión.

Conociendo la limitante LT-02 definida junto con PPGT las dimensiones generales de la máquina no deben superar un área operacional de 3 x 3 x 2.2 m. Adicionalmente, se tomó en cuenta el espacio requerido para el motor y la caja de transmisión en la estructura de la extrusora. Es indispensable contar con las longitudes adecuadas para la alimentación, compresión y dosificación en el husillo. Por otra parte, se requiere cierto espacio para el montaje de los rodamientos en el husillo y para el acople entre el tornillo de extrusión y el sistema de transmisión de potencia. Se determinó un diámetro de 125 mm y una longitud de 600 mm de largo para los acoples.

- Determinación de parámetros geométricos del husillo:

Los parámetros geométricos del husillo se determinaron con base en la literatura de Savgorodny, en la Tabla 4, se enlistan los parámetros geométricos de los husillos más comunes en milímetros:

Tabla 4. Parámetros geométricos de los husillos en mm.

Diámetro (D)	Paso (t)	Profundidad del canal en la zona de alimentación (H ₁)	Profundidad del canal en la zona de extrusión (H ₂)	Anchura de cresta (e)
32	32	6	1.9	3.8
45	45	8	2.1	5
63	63	9.6	2.4	6.3
90	90	11.2	2.8	9
125	125	13.5	3.2	12
160	160	15	3.7	15

(Savgorodny, 2005)

Para un cálculo inicial, fue seleccionado el husillo con menores dimensiones sugerido por Savgorodny, con 32 mm de diámetro y sus respectivos parámetros. Debido a una limitante presentada por el torno en el que sería maquinado el husillo, fue necesario modificar el paso, con el paso máximo permisible por el torno igual a 15 mm.. Con las ecuaciones 2 y 3 se determinó el ángulo de paso (ϕ) y el ancho del canal (W). En la Tabla 5 se presentan los parámetros finales del tornillo de extrusión.

Tabla 5. Parámetros geométricos del husillo.

Parámetro	Valor	Dimensional
Diámetro (D)	31.1	mm
Paso (t)	15.0	mm
Longitud (L_t)	600	mm
Longitud de alimentación (L_a)	200	mm
Longitud de compresión (L_c)	175	mm
Longitud de dosificación (L_d)	75.0	mm
Profundidad del canal en la zona de alimentación (H_1)	6.0	mm
Profundidad del canal en la zona de dosificación (H_2)	1.9	mm
Ancho de la cresta (e)	3.8	mm
Holgura entre husillo y camisa (δ)	0.5	mm
Diámetro del canal en la zona de alimentación (D_a)	19.1	mm
Diámetro del canal en la zona de dosificación (D_d)	27.3	mm
Ángulo de paso (ϕ)	8.7	grados
Ancho del canal (W)	11.0	mm

(Elaboración propia)

7. Determinación de la velocidad de operación del sistema de extrusión.

La velocidad de rotación del husillo extrusor es uno de los parámetros con mayor importancia en el sistema de extrusión. Esta depende de la velocidad de cortadura del polímero extruido. Según Savgorodny el rango puede variar en un rango de 10^1 y 10^3 S^{-1} . Se utilizó una velocidad de cizalladura de 47 S^{-1} , la cual es adecuada para fines de extrusión de polímeros. (Ramos, 2013)

Ecuación 57. Velocidad de giro requerida por el sistema de extrusión.

$$\eta = \frac{47 [S^{-1}] * 1.9 \text{ mm} * 1 \text{ s}}{\pi * 31.1 \text{ mm}} = 0.914 \frac{\text{rev}}{\text{s}} = 55 \text{ rpm}$$

(Savgorodny, 2005)

Conociendo la velocidad de giro requerida, la persona a cargo del sistema de transmisión de potencia realizó la cotización y búsqueda de un reductor con revoluciones por minuto de salida con un valor aproximado a este. “Se seleccionó un sistema de transmisión de potencia de caja reductora de engranes con una relación de 31.4:1 entregando 45 a 56 rpm modificando su velocidad con un variador de frecuencia”. (Villafuerte, 2019)

8. Cálculo de la tasa de producción del sistema.

Al aplicar las ecuaciones 4 a 12 se determinó la tasa de producción del sistema de extrusión, obteniendo los datos en la Tabla 6:

Tabla 6. Flujo volumétrico y másico del sistema de extrusión.

α	1015.63	mm ³
β	0.00	mm ³
Υ	0.01	mm ³
K_1	1073.46	
K_2	500.85	
K_3	7.95	
K_{eq}	7.77	
Q	55604.43	mm ³ /min
\dot{m}_{HDPE}	6.90	lb/hr
\dot{m}_{PP}	6.94	lb/hr

(Elaboración propia)

Como se puede observar en la Tabla 6, tanto el flujo másico para el HDPE y para el PP cumplen con ser mayores al caudal requerido de 6.25 lb/hr calculado con la ecuación 50. Por lo que el husillo se encuentra correctamente dimensionado, hablando en términos del flujo requerido por este.

9. Cálculo de potencia requerida para accionar el husillo.

Con las relaciones desarrolladas por Savgorodny se determinó un factor de proporcionalidad ($K = 66.7$), conociendo el diámetro del husillo y el número de revoluciones por minuto, se puede determinar la potencia requerida empleando la ecuación 13 de como se muestra en la ecuación 58:

Ecuación 58. Cálculo de la potencia requerida para accionar el sistema de extrusión.

$$N = \frac{\pi * 31.1^3 mm^3 * 55 rpm}{(66.7)^2} = 1164.86 [w] = 1.56 hp$$

(Savgorodny, 2005)

10. Diseño CAD y elaboración de planos del sistema de extrusión:

Se utilizó el Software Autodesk Inventor 2019 para el diseño CAD del husillo de extrusión. Como primer paso se utilizó la herramienta helicoidal, para realizar la hélice del tornillo conociendo los parámetros de esta. Luego se realizó el cuello por medio de la herramienta revolución, dándole su forma cónica característica. A continuación, con la herramienta extrusión, se diseñaron tres secciones adicionales para la separación entre la parte de transporte de material con la parte de transmisión de potencia, el alojamiento de los rodamientos y el cuñero respectivamente. Por último, se colocaron radios a los bordes interiores y exteriores, exceptuando el borde interior de la hélice debido a la complejidad en el proceso de manufactura de este. En la Figura 10 se puede observar el diseño final en CAD del tornillo sin fin del sistema de extrusión. Cabe destacar la geometría cónica en aumento en el cuello del husillo y en el anexo 22, se puede ver el juego de planos del diseño final elaborados para el sistema de extrusión.

Figura 10. Diseño CAD del tornillo de extrusión.



(Elaboración propia)

El diseño CAD de la camisa consistió en la extrusión de un cilindro hueco a la longitud deseada con cuatro muescas para los tornillos castigadores de sujeción con el acople. Para el diseño del acople del sistema de extrusión se dividió en tres piezas. El primer acople tiene la función de sujetar la camisa por medio de tornillos castigadores, el diseño CAD se realizó con base en una pieza cilíndrica hueca con el diámetro interior ajustado al de la camisa. La segunda parte de este acople consiste en una serie de agujeros utilizados para sujetarlo al segundo acople. La siguiente pieza consistió en un cilindro hueco con diámetro interior igual al diámetro exterior de los cojinetes para sujetar al tornillo en voladizo dentro de la camisa. El tercer acople consistió en una pieza similar, con el objetivo de contener las tuercas de los cojinetes y asegurar su ajuste con el segundo acople, el sistema se puede observar en la Figura 11, y el juego de planos se puede encontrar en el anexo 22:

Figura 11. Sistema de extrusión.



(Elaboración propia)

C. Selección de materiales para el sistema de extrusión.

1. Cálculo de los esfuerzos soportados por el husillo:

a. Parámetros requeridos para el cálculo de esfuerzos:

Estos fueron determinados con ayuda de las ecuaciones 1 a 3 y para la potencia la ecuación 13 y se presentan en la Tabla 7, estos valores serán utilizados en el cálculo de los esfuerzos asociados al husillo.

Tabla 7. Parámetros utilizados para el cálculo de esfuerzos del husillo.

Potencia	N	1.56	hp
R.P.M.	Rpm	55	rpm
Diámetro nominal	D	31.1	mm
Diámetro de raíz menor	D ₀	19.1	mm
Diámetro de raíz mayor	D ₁	27.3	mm
Coefficiente de fijación del husillo	a	2	
Longitud del husillo	L	0.075	m
Viscosidad efectiva	μ	500	Pa*s
Profundidad de canal en zona dosificadora	H ₂	0.0019	m
Ángulo de hélice	φ	0.1523	rad
Peso estimado del husillo	p	3.84	kg

(Elaboración propia)

b. Cálculo de esfuerzos:

Al emplear las ecuaciones 15. A 26. Se obtienen los valores presentados en la Tabla 8, en la cual se puede observar los valores de esfuerzo normal y cortante asociados con la extrusión del plástico por el husillo.

Tabla 8. Cálculo de esfuerzos asociados a la operación de la extrusora.

Torque	T	202.85	N * m
Rel. De diámetros	u	0.7	
Superficie transversal	S	0.000388	m ²
Momento de inercia polar	J	3.49E-08	m ⁴
Radio de inercia	R _i	0.00949	m
Esbeltez	λ	94.85	
Presión máxima	P _{max}	36.3	MPa
Fuerza axial	F	14059.3	N
Esfuerzo cortante	τ	45.17	MPa
Peso del tornillo	W	37.7	N
Carga repartida	q	83.77	N/m
Momento de flexión máximo	M _o	8.48	N * m
Momento de inercia respecto al eje neutro	W _o	1.94E-06	m ³
Esfuerzo normal	σ	40.62	MPa

(Elaboración propia)

Al emplear las ecuaciones para un cilindro a presión se obtuvieron los resultados de los esfuerzos aplicados a la camisa, empleando las ecuaciones 40 a la 43, con los parámetros de la Tabla 9 se obtuvieron los resultados se muestran en la Tabla 10:

Tabla 9. Parámetros para el cálculo de esfuerzos en la camisa.

Diámetro interior	D_i	31.75	mm
Espesor	t	6.6	mm
Diámetro exterior	D_o	44.95	mm
Radio interior	R_i	15.88	mm
Radio exterior	R_o	22.48	mm
Radio medio	R	19.18	mm
Presión interior	P_i	36.3	MPa

Tabla 10. Esfuerzos soportados por la camisa.

Esfuerzo tangencial	σ_t	108.45	MPa
Esfuerzo longitudinal	σ_l	36.10	MPa
Esfuerzo radial	σ_r	-36.25	MPa
Esfuerzo equivalente	σ'	125.31	MPa

(Elaboración propia)

A causa de que la operación del husillo genera dos tipos de esfuerzo (Esfuerzo cortante por torsión y esfuerzo normal por flexión) se requiere analizar como una situación de esfuerzos combinados. Se seleccionó la teoría de falla estática de distorsión de materiales dúctiles la cual describe una situación de esfuerzos combinados como un esfuerzo equivalente (Von-Mises), el cual indica la tensión uniaxial que generaría la misma energía de distorsión que la combinación de esfuerzos reales aplicados a la pieza. Esta se puede aplicar ya que el material seleccionado para el tornillo debe ser dúctil. Adicionalmente se debe considerar que el husillo no es estático, por lo que se aplicó la teoría de falla por fatiga con el método de esfuerzo – vida. Esta requiere el cálculo del esfuerzo alternante y medio que en este caso serían el normal y el cortante respectivamente. Luego se realizó el cálculo del esfuerzo equivalente (von-mises) alternante y medio, utilizando las ecuaciones 27 a 33.

Tabla 11. Cálculo de esfuerzos equivalentes estáticos y dinámicos.

Esfuerzo Von-Mises	σ'	88.15	Mpa
Esfuerzo Von-Mises alternante	σ'_a	40.62	Mpa
Esfuerzo Von-Mises medio	σ'_m	78.23	Mpa

(Elaboración propia)

2. Materiales del sistema de extrusión:

Conociendo los metales habitualmente utilizados en aplicaciones de máquinas y estructuras, se llevó a cabo una investigación de los aceros de maquinaria para el tornillo de extrusión disponibles con el proveedor de materiales Tecniaceros S.A. En el anexo 8 se encuentra el listado de aceros que poseen. Entre ellos se encuentra el acero AISI 4140 QT, que presenta mayor límite elástico que los aceros no aleados, propiedades anticorrosivas, alta capacidad de temple y es muy comercial. Esta es una aleación de cromo-molibdeno con un acero de medio carbono, haciéndolo ideal para ejes de transmisión, pernos especiales, pines, engranajes, rodos y piezas mecánicas de mediano desgaste. Al consultar con el proveedor, estos tenían disponible la barra de acero AISI 4140 de 31.75 mm (1.25 in) por lo que este material fue seleccionado para el tornillo. Con las Ecuaciones 28 a 39 se verificó el factor de seguridad utilizando las propiedades del material listadas en el anexo 9, llegando a los valores de la Tabla 12:

Tabla 12. Factores de seguridad del husillo.

Factor de seguridad estático a flexión teoría de falla estática por energía de distorsión.	N	7.43
Factor de seguridad estático a fluencia teoría de falla estática por energía de distorsión.	N _s	4.29
Factor de fatiga teoría Goodman Modificada.	N _f	6.84
Factor de fluencia al primer ciclo de Langel.	N _y	5.51
Factor de seguridad por regla del dedo	N _r	2.32

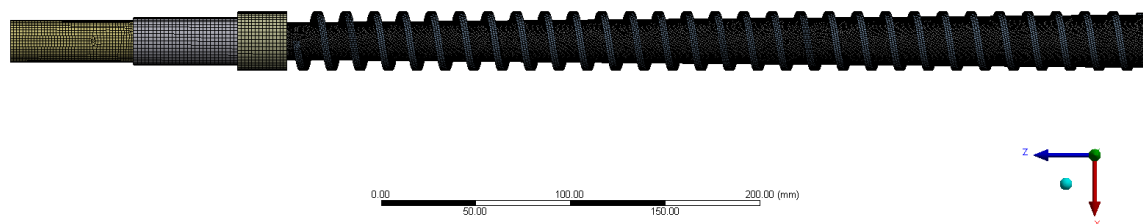
(Elaboración propia)

Como se puede observar en la Tabla 12, al comparar el factor de seguridad obtenido de 5.51 para el menor de los casos con el obtenido por la regla del dedo de 2.32, se denota que este supera y comprueba que el acero AISI 4140 QT puede ser empleado en este sistema. El 12/08/2019 se realizó la compra del material para el tornillo (factura en el anexo 10).

3. Análisis con ANSYS del sistema de extrusión:

Adicionalmente se realizó el análisis con el software ANSYS 2019 R1 con el objetivo de comprobar los valores calculados con las ecuaciones. El tornillo se dividió en un total de 5 piezas para realizar el mallado de este. La primera corresponde a un eje de 22 mm de diámetro, en el cual se encuentra el cuñero para el acople con el motor eléctrico. La segunda corresponde a un eje de 25 mm de diámetro en el cual se montaron los rodamientos del sistema. La tercera consiste en la muesca que sirve para dar tope a los cojinetes. La cuarta es un eje cónico correspondiente a la raíz del tornillo. La quinta pieza es la hélice del tornillo sin su raíz. El mallado obtenido se puede observar en la Figura 12 y los parámetros utilizados para configurar la simulación se ven en la Tabla 13:

Figura 12. Mallado del tornillo de extrusión.



(Elaboración propia)

Tabla 13. Parámetros utilizados para análisis ANSYS.

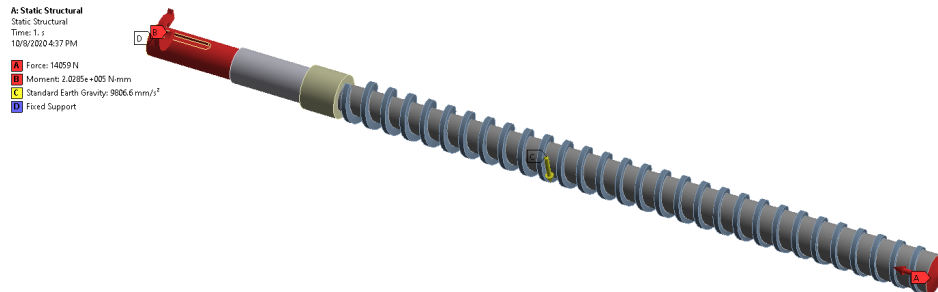
Parámetro	Valor
Fuerza axial (A)	14059 N
Momento de torsión (B)	202.85 N x m
Gravedad de la tierra (C)	9.86 m/s ²

(Elaboración propia)

Para comprobar la calidad del mallado realizado, se utilizó la métrica *Skewness* la cual tuvo un promedio de 0.22 y una desviación estándar de 0.12. En el anexo 11 en el cual se puede observar que ningún elemento supera el *Skewness* de 0.3 por lo que se concluyó que el mallado de esta pieza es correcto. Se prosiguió a colocar las cargas asociadas al tornillo, con un soporte

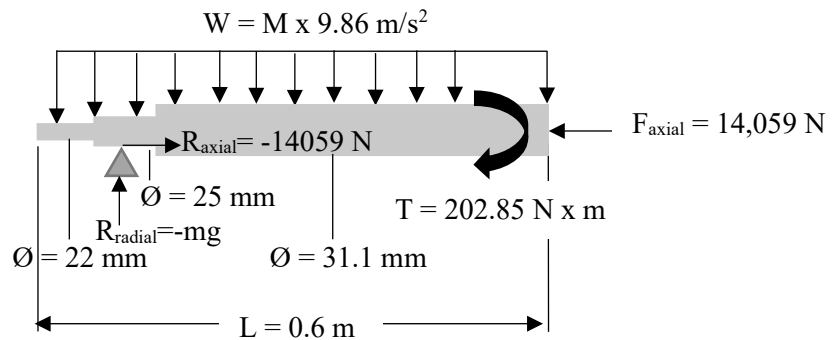
fijo en el extremo del cuñero, con el objetivo de crear el mayor momento flector posible en el tornillo. Las condiciones del problema se pueden observar en la Figura 13 y el diagrama de cuerpo libre del tornillo se puede ver en la Figura 14. En la que se aplica la carga axial del tornillo (A), el par de torsión aplicado por el motor (B), el peso del tornillo por la fuerza de gravedad (C) y el soporte fijo en la cara donde se encuentra el cuñero (D).

Figura 13. Cargas y soportes aplicados al husillo.



(Elaboración propia)

Figura 14. DCL del tornillo de extrusión.



(Elaboración propia)

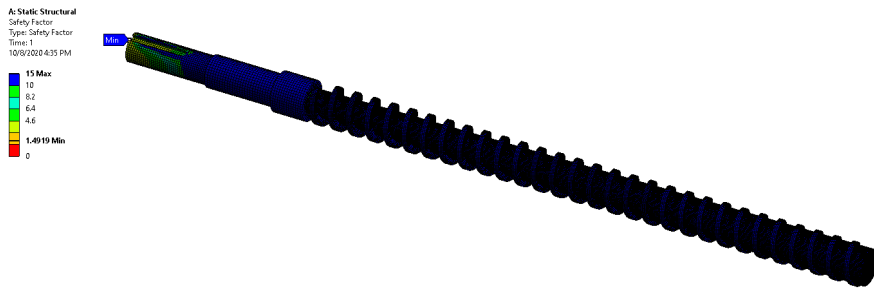
El análisis se realizó buscando obtener el factor de seguridad mínimo del tornillo. En la Figura 15, se pueden observar los resultados. En un inicio podemos observar que el factor de seguridad mínimo calculado por ANSYS fue de 1.5 lo cual puede resultar un poco alarmante, sin embargo, es muy importante resaltar que este se presenta en un nodo que está en la esquina del cuñero como se señala en la Figura 15, el cual se encuentra en la pared del cuñero donde se colocó el soporte fijo. Los esfuerzos cercanos a este podrían ser demasiado elevados y podrían resultar atípicos en el análisis por lo que este dato no se tomó como el factor de seguridad mínimo real. Luego, al observar la distribución del factor de seguridad podemos ver que el factor de seguridad varía entre 3.5 y 4.8 en sus valores mínimos, un valor muy cercano al factor de seguridad estático mínimo a fluencia de 4.29. Los resultados obtenidos de ANSYS se resumen en la Tabla 14:

Tabla 14. Factor de seguridad estático por ANSYS y a mano.

Parámetro	Valor
Factor de seguridad estático por ANSYS	4.15
Factor de seguridad estático calculado	4.30

(Elaboración propia)

Figura 15. Distribución del factor de seguridad del husillo.



(Elaboración propia)

Respecto a la camisa se consideraron aceros no aleados de bajo carbono. La mayor problemática al escoger el material para este componente fue que el diámetro interior tenía que estar rectificado y la longitud del cilindro es mayor a la profundidad máxima a la que la herramienta del torno puede rectificar. Esto nos llevó a dos opciones: realizar una camisa en dos piezas rectificadas por dentro o conseguir un cilindro previamente rectificado. Estos últimos se pueden encontrar casi siempre en aplicaciones hidráulicas, las cuales requieren altas presiones al igual que el extruido de plásticos. El módulo de ingeniería en sistemas y transmisión de potencia se encargó de conseguir un cilindro para aplicaciones hidráulicas con las dimensiones requeridas compuesto de acero AISI 1026 (propiedades en anexo 12). Este material es un acero de bajo carbono no aleado, pero con una alta resistencia a la fluencia. Empleando la Ecuación 28 y aplicando el valor del límite elástico de este material, se obtuvo un factor de seguridad de 3.30. Este valor es mayor al especificado en el requerimiento LSE-01. El encargado del módulo de ingeniería en sistemas y transmisión de potencia realizó la compra del material.

Respecto al sistema de acoples, se realizaron cálculos con ayuda del Software ANSYS 2019 R1, para comprobar el factor de seguridad en la estructura, utilizando el material seleccionado para la estructura hierro gris clase 40 (propiedades en anexo 13). Para ello se empleó un análisis estático estructural aplicado a la estructura diseñada con Inventor 2019 mostrada en la Figura 13. El mallado de la estructura se realizó partiendo desde el acople 3 hasta finalizar con el mallado de la camisa. Se aplicó el método multizona a la pieza inicial y un *Body sizing* con tamaño de elemento de 3.0 mm. Se obtuvo un *Skewness* promedio de 0.2 con una desviación estándar de 0.12 (anexo 14), estos valores son lejanos a 1 por lo que el mallado realizado a las piezas es satisfactorio. Este se puede observar en la Figura 16 y los parámetros de configuración se resumen en la Tabla 15:

Figura 16. Mallado de la estructura en ANSYS 2019 R1.



(Elaboración propia)

Tabla 15. Parámetros de configuración de ANSYS.

Parámetro	Valor
Tamaño de elemento	3 mm
Método de mallado	Multizona
Método de mallado	Dimensionamiento
Carga axial (C)	14059 N
Presión interna (B)	36.3 MPa

(Elaboración propia)

Luego se aplicó un soporte fijo en la punta de la camisa para representar el peor de los casos en el que la estructura está apoyada en ese extremo. Se prosiguió a colocar las cargas soportadas por la estructura, en este caso sería una presión de 36.3 MPa generada por el husillo al extruir y la carga axial que soportan los rodamientos montados en el acople 2, en la Figura 17 se puede observar la presión normal aplicada a la camisa del sistema (B) y el soporte fijo (A). En la Figura 18 se puede apreciar de mejor manera la carga axial transmitida por los rodamientos (C). En la Figura 19 podemos observar el diagrama de cuerpo libre del sistema analizado sin el husillo.

Figura 17. Cargas aplicadas a la estructura y soporte fijo.

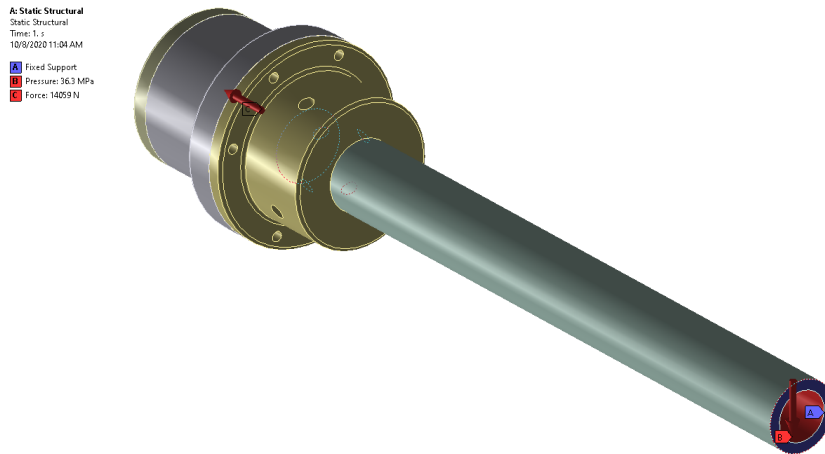
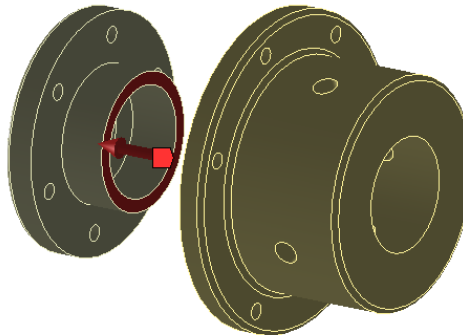
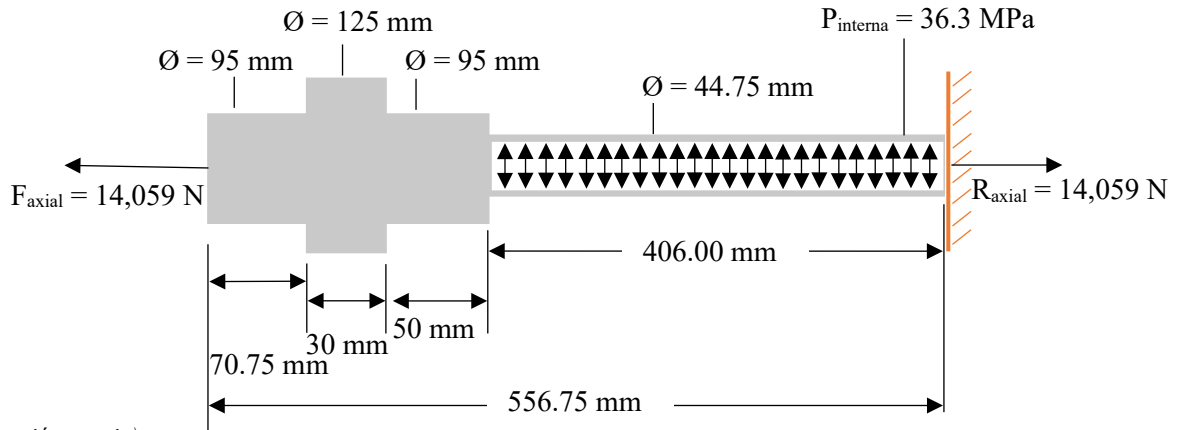


Figura 18. Carga axial transmitida por los rodamientos.



(Elaboración propia)

Figura 19. DCL del sistema de extrusión.



(Elaboración propia)

El análisis se realizó con el fin de determinar el factor de seguridad mínimo presente en la estructura y el esfuerzo equivalente máximo. Con el fin de comparar los resultados con los obtenidos por medio de ecuaciones, en el caso de la camisa. Al finalizar el análisis se determinó que en la estructura existe un factor de seguridad mínimo de 3.05 el cual se presenta en la camisa como se puede observar en la Figura 20. Cabe destacar que el factor obtenido es muy similar al calculado (3.30). Esto indica que el cálculo de esfuerzos y factor de seguridad en la camisa se valida. Adicionalmente el esfuerzo equivalente máximo presente en la estructura fue de 135 MPa y el esfuerzo equivalente calculado en la camisa fue de 125 MPa, una vez más confirmando los cálculos realizados a este componente. Estos datos se encuentran resumidos en la Tabla 16.

Figura 20. Factor de seguridad de la estructura.

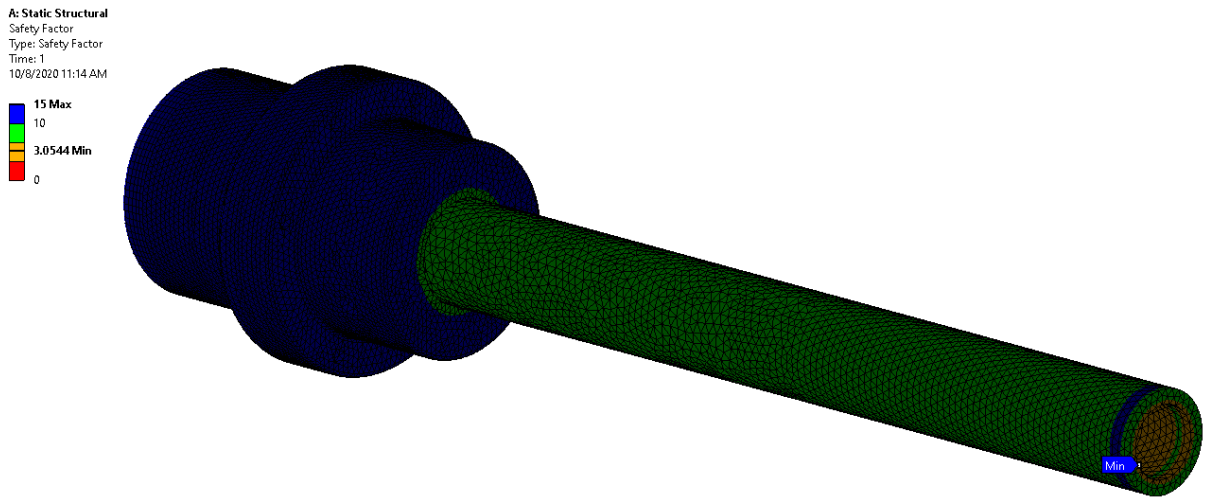


Tabla 16. Tabla comparativa de resultados obtenidos.

Parámetro	Valor
Factor de seguridad mínimo con ANSYS	3.05
Factor de seguridad mínimo calculado	3.30
Esfuerzo equivalente von-mises con ANSYS	135 MPa
Esfuerzo equivalente von-mises calculado	125 MPa

(Elaboración propia)

Por último, se realizó el cálculo de los componentes mecánicos del sistema. En primer lugar, se calculó la cuña para el tornillo, con base en un factor de seguridad de 3 siendo este el menor entre los componentes críticos del sistema (husillo y camisa). En el anexo 15 se encuentran los datos del acero AISI 1045 utilizados para el cálculo de la cuña. Utilizando las ecuaciones 48 y 49 se calculó el largo necesario para una cuña cuadrada de 6.0 mm x 6.0 mm que es la recomendada por Shigley para diámetros entre 22.225 mm (7/8 in) a 31.750 mm (1.25 in) según el anexo 16, obteniendo un largo total de cuña de 30.100 mm. En el diseño final se colocó una cuña con un largo total de 45 mm para asegurar el correcto funcionamiento de este componente.

En cuanto a los cojinetes del sistema, debido a la necesidad de soportar cargas axiales y radiales, se determinó que los cojinetes de rodillos cónicos podrían soportar las cargas generadas por el sistema. Al implementar las ecuaciones 44 a la 47, se obtuvieron los resultados mostrados en la Tabla 17, para cojinetes de rodillos cónicos de marca Nachi y con el código H-E32205 J, los datos utilizados se encuentran en el anexo 17. En la Tabla 17 se puede observar como el rodamiento puede soportar la carga dinámica equivalente que es la mayor de las dos. Con un factor de seguridad de 3.34, siendo este más bajo que el de la camisa y que el del husillo, este componente está diseñado para fallar antes que cualquiera de los mencionados. Se definió una vida de 2,000 horas para los rodamientos, en la Tabla 17 se puede observar que la vida calculada en horas es muy elevada, esto se debe a que la máquina trabaja a bajas revoluciones por lo que la vida útil de los cojinetes dependerá de su mantenimiento y no de su uso como tal.

Tabla 17. Cálculos realizados a los cojinetes del sistema.

Capacidad de carga dinámica	C	80.00	KN
Capacidad de carga estática	C _o	90.00	KN
Carga dinámica equivalente	P	23.92	KN
Carga estática equivalente	P ₀	12.95	KN
Vida nominal en revoluciones	L ₁₀	3.48E+12	10 ⁶ revoluciones
Vida nominal en horas	L _{10h}	1.06E+15	hr

(Elaboración propia)

Se debe comprobar que los tornillos de fijación soporten las cargas a las que serán sometidos. Se aplicó el valor de fuerza axial transmitido por el sistema en 8 castigadores de 3/8 x 0.38 – 16 UNC, utilizando el valor de fuerza de sujeción resaltado en el anexo 7 y se calculó el factor de seguridad a fluencia estática dividiendo la potencia de sujeción total dentro de la fuerza axial aplicada, los valores se presentan en la Tabla 18:

Tabla 18. Factor de seguridad de tornillos castigadores.

Diámetro nominal	d	3/8	in
Número de tornillos	N	8	
Par de torsión del asiento	T _a	290	lbf in
Fuerza de sujeción	F _s	2,000	lbf
Fuerza axial aplicada	F _a	3,160.6	lbf
Fuerza de sujeción total	F _{st}	16,000	lbf
Factor de seguridad estático a fluencia	N	5.06	

(Elaboración propia)

El factor de seguridad de 5 se considera satisfactorio para los tornillos de sujeción, puede resultar incluso un poco alto; pero por la criticidad de su aplicación en el sistema se considera que se encuentra en un buen rango. Al comprobar que estos elementos pueden soportar las cargas del sistema, se realizó la compra de estos. Por último, se prosiguió a comprobar que los tornillos de sujeción utilizados fueran capaces de soportar las cargas

transmitidas por los rodamientos a la estructura. Para ello, se seleccionaron tornillos Allen de cabeza hexagonal de 1/4 de acero de bajo carbono. Su resistencia a la prueba (S_p) se encuentra resaltada en el anexo 21 y se utilizaron las ecuaciones 50 a la 55, obteniendo los resultados de la Tabla 19:

Tabla 19. Cálculo de factores de seguridad de pernos.

Carga de prueba	S_p	33,000	psi
Carga total aplicada	P_{total}	3160.6	lbf
Número de pernos	N	12	
Carga repartida en pernos	P_p	263.4	lbf
Torque aplicado (precarga)	T	36.0	lbf in
Constante de condición de perno	K	0.30	
diámetro nominal	d	0.250	in
Fuerza de precarga	F_i	480.0	lbf
Constante de rigidez	C	0.168	
Fuerza total en perno	F_p	524.25	lbf
Área de esfuerzo de tensión	A_t	0.0318	in ²
Esfuerzo axial en perno	σ_p	16,485	psi
Factor de seguridad a fluencia	n_p	2.00	
Factor de sobrecarga	n_L	12.87	
Factor de separación	n_0	2.19	

(Budynas, 2012)

El factor de seguridad a fluencia es igual a 2, siendo el menor, pero cumpliendo con el requerimiento LSE-01 y con un factor de sobrecarga de 12.8 se asegura que estos son capaces de resistir la carga aplicada por la máquina en su operación máxima y el factor de seguridad de separación es mayor a uno por lo que las piezas unidas no tendrán separación, los pernos adquiridos fueron 1/4 – 20 x 7/8 UNC – A307 Cabeza Allen.

D. Manufactura del sistema.

1. Fabricación del husillo:

El material que se adquirió para la fabricación del husillo fue el acero AISI 4140 QT de 31.75 mm de diámetro y 1 m de longitud sus propiedades mecánicas se pueden observar en el anexo 9 y el comprobante de compra en el anexo 10. Debido a la complejidad en el diseño cónico del tornillo se trabajó junto con el taller maquinados precisos Loarca, para llevar a cabo la manufactura. El primer paso fue dar la longitud aproximada removiendo material con una sierra de metales eléctrica. Luego se realizó el primer desbastado en el torno para luego llevar el tornillo a su diámetro nominal de 31.1 mm. Se refrentaron los extremos para dejarlo rectificado hasta su longitud total de rosca de 456 mm. Posteriormente se comenzó con el cilindrado de la rosca helicoidal del husillo de paso igual a 15 mm. Debido a la conicidad de la raíz del tornillo al comenzar a remover material con el paso de rosca asignado, se colocó el ángulo de conicidad asignado al contra punto del torno para lograr el diseño de tornillo sin fin cónico requerido. En la Figura 21 se puede apreciar el inicio del torneado de la rosca helicoidal.

Figura 21. Rosca del husillo.



(Elaboración propia)

El proceso del torneado de la rosca tomó un total de 14 días debido a que la velocidad de avance es baja por el proceso de torneado de rosca y por la longitud total de la rosca del husillo de 456 mm. En la Figura 22 se puede apreciar la longitud de la rosca:

Figura 22. Longitud de la rosca.



(Elaboración propia)

En la Figura 22 se puede observar que ya se comenzó con el cilindrado del muñón y del eje de 25 mm, en el cual se montarán los cojinetes. Se realizó la rosca M25 x 1.5 de 24 mm de largo para las tuercas de retención de los cojinetes y una pequeña cuña con la fresa para la arandela de seguridad. Se cilindró el eje para el acople con el sistema de transmisión de potencia y con la fresa se realizó el cuñero. En la Figura 23 se ve el proceso de manufactura del cuñero del husillo:

Figura 23. Fresado de cuña.



(Elaboración propia)



Al finalizar, se obtuvo un tornillo con las dimensiones especificadas en plano y con la rosca helicoidal con raíz cónica, que generará la presión necesaria para extruir el plástico a través del cabezal. Para finalizar el proceso, se realizó un proceso de pulido con lija de agua de todo el tornillo para dejar un acabado fino y reducir el coeficiente de fricción entre este y el plástico fundido dentro de la cámara. La camisa consiste básicamente en un cilindro perforado con diámetro interno rectificado, a este solamente se le realizaron cuatro pequeñas muescas para su ensamble con el acople 1 por medio de los tornillos de fijación. En la Figura 24 se puede observar el acabado final del husillo:

Figura 24. Acabado final del husillo.



(Elaboración propia)

La manufactura de los acoples del sistema se realizó en el taller de metal mecánica de la UVG, se utilizó el torno para dar las dimensiones especificadas a cada acople. El material con el cual se construyeron estas piezas es hierro gris clase 40 adquirido en Tecniaceros S.A. y el diámetro de cada pieza era de 127 mm (5 pulg) y cada una del largo aproximado de la pieza con 2 cm extra las propiedades del material se encuentran en el anexo 13. Se comenzó con la manufactura del acople 1. Este es el encargado de sujetar la camisa concéntricamente con el husillo y con un cierto juego. Con el apoyo de los técnicos del taller, se comenzó con el desbastado del diámetro original de 5 pulgadas a un aproximado del diámetro de la pieza y luego se realizó el mismo proceso con el largo. Este proceso fue el mismo para los tres acoples.

Luego se llevó a cabo el cilindrado de la reducción de diámetro de 125 mm a 91 mm, como se muestra en el anexo 22 (plano del acople 1). Al finalizar se realizó todo el cilindrado de los diámetros interiores con la ayuda de una barra de profundidad para lograr cilindrado interiormente la totalidad de la pieza. Debido a que se trabajó con hierro negro, fue necesario tomar precauciones para no desgastar las carrileras del torno. Es bien sabido que la viruta generada por el hierro gris puede generar cierto desgaste a las superficies y esto puede afectar la exactitud de este. Al finalizar se obtuvo una pieza con las dimensiones especificadas en el plano de acople 2 del anexo 22, en la Figura 25 y 26 se puede apreciar la vista de lado y de frente del acople 1:

Figura 25. Vista de lado acople 1.



(Elaboración propia)

Figura 26. Vista de frente del acople 1.



(Elaboración propia)

Luego se llevó a cabo la manufactura del acople 2 siguiendo los procesos de desbaste hasta llevarlo a su longitud de 82.75 mm y diámetro de 125 mm, luego se realizó el cilindrado exterior de reducción de diámetros de 125 mm a 95 mm como en el acople 1 siguiendo una simetría. Se realizaron los cilindrados interiores para el alojamiento de los cojinetes. Al realizarlo se dejó cierta holgura entre los cojinetes y el acople, por lo que se procedió a colocar un cilindro interior de acero de bajo carbono para darle el ajuste requerido a los rodamientos. Para finalizar la manufactura de esta pieza se taladraron todos los agujeros y se les realizó la rosca especificada en el plano en el anexo 22 (plano del acople 2). Al finalizar se obtuvo la pieza mostrada en las Figuras 27 y 28:

Figura 27. Vista de frente de acople 2.



Figura 28. Vista de lado de acople 2.



(Elaboración propia)

Al finalizar la manufactura de los primeros acoples se verificó que estos encajaran correctamente como se muestra en la Figura 29:

Figura 29. Montaje de acoples 1 y 2.



(Elaboración propia)

Por último, se llevó a cabo la manufactura del acople 3. La manufactura de esta pieza tomó el menor tiempo de todas y no hubo ningún problema con el ajuste de los rodamientos en esta pieza. El acople 3 consistió en un cilindrado exterior para reducir el diámetro de la pieza de 95 mm a 54.5 mm como se muestra en la vista de sección D-D del plano en el anexo 22 (Plano del acople 3). Una parte de esta pieza dará soporte y ajuste axial a los rodamientos junto con las tuercas de seguridad que se colocaron al husillo. En la Figura 30 se puede observar el desbaste inicial de la pieza del acople 3:

Figura 30. Desbaste del acople 3.



(Elaboración propia)

El proceso de desbaste fue el más tardado debido a la gran reducción de diámetros que se debía lograr. Tomó un aproximado de 2 días y luego el refrentado a la longitud deseada fue más rápido. Al finalizar se taladraron los agujeros para los tornillos de sujeción con el acople 2 y se obtuvo la pieza mostrada en las Figuras 31 y 32:

Figura 31. Vista de frente del acople 3.



Figura 32. Vista del lado del acople 3.



Luego se comprobó el montaje del sistema y su ajuste. Para el ensamble del sistema de acoples y todos los componentes mecánicos se debe seguir el siguiente orden:

1. Montar los rodamientos en el husillo junto con sus tuercas de seguridad y se debe aplicar el lubricante especificado por el fabricante, como se muestra en la Figura 33:

Figura 33. Montaje de cojinetes en el husillo.



(Elaboración propia)

2. Se debe montar el husillo con sus componentes dentro del acople 2, este paso se debe hacer con ayuda de una prensa hidráulica para asegurar el tope del rodamiento en la pieza; sin embargo, es necesario tener mucha precaución al llegar a tope para no deformar o debilitar la pieza, como se muestra en la Figura 34:

Figura 34. Montaje de husillo en el acople 2.



(Elaboración propia)

3. Luego ya se puede cerrar el sistema de los cojinetes del husillo montando el acople 3 en el acople 2, asegurando en ambos extremos los cojinetes. Como se puede observar en la Figura 35:

Figura 35. Montaje del acople 3 en el sistema.



4. Por último, se debe montar la camisa en el acople 1 utilizando las muescas de este y los tornillos de presión colocados en el acople 1. En este punto el sistema de extrusión se encuentra totalmente montado y solamente se debe montar la tolva de alimentación correspondiente al módulo de estructura de la extrusora. El montaje final se puede apreciar en la Figura 36:

Figura 36. Ensamble final del sistema de extrusión.



(Elaboración propia)

En este punto es necesario realizar un ajuste a los tornillos castigadores, tratando de mantener la camisa concéntrica con el tornillo. Esto se puede lograr ajustando progresivamente cada tornillo castigador y verificando el giro libre del husillo. Luego se puede montar el sistema en la estructura de la máquina y con el sistema de transmisión de potencia por medio del acople flexible como se muestra en la Figura 36.

VI. Resultados

En las Tablas 1, 2 y 3 se encuentran listados todos los requerimientos operacionales, funcionales y las limitantes definidas para el sistema de extrusión diseñado. A continuación, en la Tabla 20 se muestra la verificación de los requerimientos de diseño y examinación. Esta matriz cuenta con el código del requerimiento definido previamente, el método de verificación, la fecha en la que se realizó la verificación y la actividad llevada a cabo para su validación.

Tabla 20. Matriz de verificación y validación de diseño.

Fecha de revisión	Código	Método de verificación	Actividad de validación
12/08/19	FSE-01	E	Examinación de que el acero comprado para el husillo (AISI 4140) resista la corrosión y altas temperaturas.
07/10/19	FSE-02	A y P	Revisión de cálculos del sistema para verificar que la máquina sea capaz de extruir al menos 50 lb de (PP) al día. Al tener el sistema construido, se debe comprobar el flujo másico de este.
25/07/19	FSE-03	D y E	Revisión de diseño en Inventor Autodesk. La sujeción del acople entre el sistema de extrusión y el sistema de transmisión de potencia sea con elementos de sujeción no permanentes.
10/09/20	FSE-04	A	Por medio del análisis mecánico se debe determinar la vida nominal de los cojinetes en horas y comprobar que sea mayor a 4,000 horas.
15/10/19	OSE-01	D	Verificación del desmontaje de las piezas de todo el sistema con el Inventor Autodesk asegurando la mayor simplicidad en este proceso.
25/07/19	LT-01	D	Revisión de diseño de Autodesk Inventor para verificar que las especificaciones de espacio no superen a las especificadas previamente.
25/07/19	LT-02	D	Revisión de diseño para verificar que el área de operación no será excedida, tomando al menos 1 m en todas las direcciones.
21/09/19	LT-03	E	Verificación de que todos los proveedores de los materiales empleados en el sistema sean del mercado guatemalteco.
16/09/20	LSE-01	A	Revisión de todos los factores de seguridad, que deben ser igual o mayores a dos para cualquier componente del sistema.

(Villafuerte, 2019)

En las siguientes figuras y tablas se puede observar algunos ejemplos de la verificación de los requerimientos listados en la Tabla 20:

Figura 37. Comprobación del requerimiento FSE-01.



(Elaboración propia)

En la Figura 37, se puede observar el material del cual fue elaborado el husillo, el acero AISI 4140, está es una aleación de cromo y molibdeno. El cromo posee altas propiedades anticorrosivas las cuales se encuentran presentes en esta aleación. El molibdeno eleva las propiedades mecánicas como el límite a fluencia de nuestro material. Para comprobar que el sistema extruya al menos 50 lb/hr se realizaron los cálculos de caudal y la verificación de este parámetro se puede observar en la Tabla 21:

Tabla 21. Capacidad de extrusión del sistema FSE-02.

Nombre del análisis	Capacidad de extrusión del sistema
Método de análisis	Hoja de cálculos
Componente comprobado	Sistema de extrusión
Objetivo	Verificar que el sistema sea capaz de extruir al menos 50 lb de (PP) diarias, en un turno de 8 horas.
Código	FSE-02
Fecha de revisión	15/10/19
Resultado	Según lo calculado el sistema tendrá la capacidad de extruir aproximadamente 6.90 lb/hr de (PP) lo que equivale a 55.2 lb en un turno de 8 horas.

(Elaboración propia)

Al finalizar la manufactura y el montaje del sistema en la máquina se procedió a realizar las primeras pruebas a este. La primera consistió en una corrida en vacío (sin material) durante un periodo de 3 horas. Esto con el objetivo de que todos los componentes mecánicos de la máquina se ajusten y acomoden antes de aplicarles cargas. Luego se realizaron algunas pruebas para comprobar la capacidad de extrusión real de la máquina. Estas consistieron en introducir una barra con marcas de 100 mm al interior del molde. A medida que el plástico es extruido, la barra se desplaza y el operario de la máquina debe tomar el tiempo transcurrido entre una marca a la otra con ayuda de un cronómetro. La máquina extrusora estaba operando a su velocidad de operación de 55 rpm. Se realizaron un total de tres pruebas de siete probetas cada una. En las Tablas 22, 23 y 24 se muestran los resultados obtenidos:

Tabla 22. Resultados de caudal para la prueba No.1

Probeta	Tiempo [s]	Masa [g] (lb)	Caudal [kg/hr] (lb/hr)
1	57.55	50 (0.110)	3.13 (6.90)
2	60.78	51 (0.112)	3.02 (6.66)
3	61.90	51 (0.112)	2.97 (6.55)
4	62.46	52 (0.114)	3.00 (6.61)
5	58.22	50 (0.110)	3.09 (6.81)
6	55.99	50 (0.110)	3.21 (7.07)
7	65.80	52 (0.114)	2.84 (6.26)
Promedio	60.39	50.86 (0.112)	3.04 (6.70)

Tabla 23. Resultados de caudal para la prueba No.2

Probeta	Tiempo [s]	Masa [g] (lb)	Caudal [kg/hr] (lb/hr)
1	55.92	50 (0.110)	3.22 (7.09)
2	62.02	52 (0.114)	3.02 (6.66)
3	57.96	50 (0.110)	3.11 (6.85)
4	60.73	50 (0.110)	2.96 (6.52)
5	61.84	51 (0.112)	2.97 (6.54)
6	56.56	50 (0.110)	3.18 (7.01)
7	64.27	52 (0.114)	2.91 (6.41)
Promedio	59.90	50.71 (0.112)	3.05 (6.72)

Tabla 24. Resultados de caudal para la prueba No.3

Probeta	Tiempo [s]	Masa [g] (lb)	Caudal [kg/hr] (lb/hr)
1	56.07	48 (0.105)	3.08 (6.79)
2	62.05	50 (0.110)	2.90 (6.39)
3	64.31	51 (0.112)	2.85 (6.28)
4	61.05	49 (0.108)	2.89 (6.37)
5	61.71	50 (0.110)	2.92 (6.43)
6	66.54	52 (0.114)	2.81 (6.19)
7	63.16	51 (0.112)	2.91 (6.41)
Promedio	62.13	50.14 (0.110)	2.91 (6.41)

(Elaboración propia)

Como se muestra en las Tablas 22, 23 y 24 el caudal promedio medido en cada prueba se mantiene mayor a 6.41 en el menor de los casos que equivale a 51.3 lb de polipropileno extruidas en un turno de 8 horas. Esto verifica que el requerimiento LSE-02 se cumple para el sistema diseñado. Para la verificación del requerimiento LSE-03 basta con examinar el sistema producido en la Figura 38 donde se puede apreciar que todos los elementos del sistema se sujetan por medio de tornillos, lo cuales son elementos de sujeción no permanentes. También se debe notar que el acople entre el sistema de transmisión y el sistema de extrusión es un acople no permanente.

Figura 38. Componentes del sistema de extrusión FSE-03.



(Elaboración propia)

Se procedió con la comprobación del requerimiento FSE-04 por medio del análisis realizado en la Tabla 25. El número de horas de vida para los cojinetes es muy elevado debido a las bajas revoluciones por minuto a las que estos operan, por lo que este requerimiento se cumple.

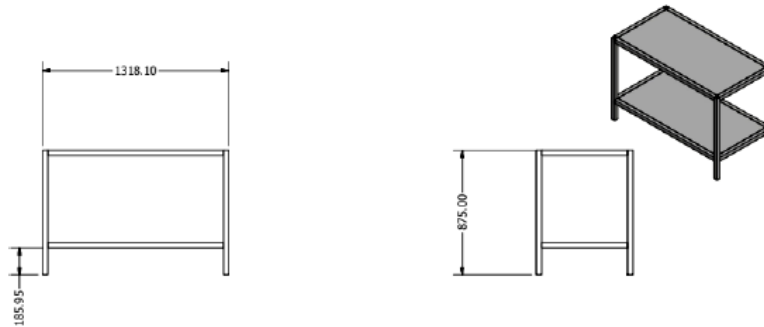
Tabla 25. Comprobación de las horas de vida de los cojinetes FSE-04.

Nombre del análisis	Vida nominal de los cojinetes en horas.
Método de análisis	Hoja de cálculos
Componente comprobado	Rodamientos
Objetivo	Verificar que los rodamientos puedan operar durante más de 4,000 horas de trabajo.
Código	FSE-04
Fecha de revisión	14/10/2020
Resultado	Según lo calculado los cojinetes poseen una vida mucho mayor a 4,000 horas, como se puede observar en la tabla 13.

(Elaboración propia)

Para la comprobación del requerimiento OSE-01, se observó el proceso de montaje y desmontaje en el cual se incluye un total de 12 pernos de cabeza hueca hexagonal (Allen) y ocho tornillos de fijación, de cabeza hueca hexagonal. Al realizar el análisis se determinó que el componente con mayor complejidad para su montaje serían los cojinetes, los cuales requieren de una prensa hidráulica debido a que entran a presión en el husillo. Este trabajo se puede realizar en la mayoría de los talleres de mecánica en Guatemala por lo que se considera que el requisito OSE-04 se cumple. En el anexo 8 se muestra el plano del sistema el cual incluye una vista de explosión para apreciar todos los componentes montados en el sistema. Para los limitantes LT-01 y LT-02 se comprobó por medio de plano que el sistema no excediera las dimensiones especificadas. En la Figura 39 se muestra la comprobación de este requerimiento.

Figura 39. Comprobación de limitantes LT-01 y LT-02.



(Elaboración en conjunto)

En cuanto a la limitación LT-03 se puede verificar de una manera muy simple al observar los elementos y materiales comprados para la elaboración de este sistema. En la Tabla 26 se puede apreciar el listado detallado de los componentes y materiales utilizados en el sistema y los proveedores a los que se les adquirieron.

Tabla 26. Comprobación de la limitante LT-03.

Componente	Material	Proveedor
Husillo	Acero AISI 4140 QT	Tecniaceros, S.A.
Camisa	Acero AISI 1026	Hy Seals, S.A.
Acoples	Hierro gris clase 40	Tecniaceros, S.A.
Rodamientos	Acero	La casa del rodamiento, S.A.
Pernos de ¼ cabeza tipo Allen	Acero de bajo carbono	La cada del tornillo, S.A.
Tuercas y arandelas de seguridad de los cojinetes	Acero de bajo carbono	Grupo Agint, S.A.
Tornillos de fijación (Castigadores)	Acero de bajo carbono	La casa del tornillo, S.A.

(Elaboración en propia)

Por último, se debe verificar el requerimiento LSE-01, que dice que el factor de seguridad debe ser igual o mayor a 2. Para el husillo el menor factor de seguridad calculado es de 4.29 y corresponde al factor de seguridad estático a la fluencia, siendo este aceptable. Luego se calculó el factor de seguridad del cilindro el cual dio como resultado 3.30, el cual es mayor al requerido y se determinó que es válido para su aplicación en el sistema. Luego se determinó el factor de los componentes del sistema dando como resultado: para los cojinetes un factor de seguridad mínimo de 3.34, para los tornillos de sujeción dio como resultado un factor de mínimo de 2 y para los tornillos de fijación el factor de seguridad es de 5.06. En conclusión, todos los elementos empleados en el sistema de extrusión poseen un factor de seguridad mínimo mayor o igual a dos cumpliendo con el requerimiento LSE-01.

VII. Análisis de resultados

El principal objetivo del proyecto fue de diseñar y construir un sistema de extrusión que se implementaría en una máquina de extrusión de plástico para la organización PPGT. Para lograrlo se definieron ciertos requerimientos y limitaciones que se deben cumplir. El primer paso fue la selección del sistema adecuado de extrusión de plástico, al realizar una breve investigación acerca de los sistemas de extrusión aplicados a la industria del plástico, se pudo observar que la mayoría de las máquinas de extrusión de polímeros emplean un sistema de husillo que puede tener su paso o su raíz variables. Debido a que estos sistemas presentan grandes ventajas en cuanto a la producción en comparación con los sistemas de ariete, se llegó a la conclusión que el mecanismo adecuado para la extrusión del plástico sería el de husillo. Debido a la complejidad de la fabricación de una rosca variable y al no tener un torno capaz de realizar este proceso de manufactura, se optó por el diseño de un sistema de husillo de raíz variable.

Al conocer el sistema fue necesario investigar el cálculo de los parámetros de un husillo de extrusión de plástico. Se tomó como principal referencia al autor Savgorodny que nos indica todos los cálculos pertinentes al diseño del husillo, hasta conocer los esfuerzos a los que el tornillo será sometido. El diámetro nominal del husillo fue definido con base en la dimensión del diámetro interno de la camisa debido a que la camisa debía estar rectificada en la extensión de su diámetro interno para asegurar una operación sin interferencia del sistema. El paso del husillo recomendado debe ser igual o cercano al diámetro del husillo, pero debido a las limitaciones del torno en el que fue maquinado, el paso del tornillo fue de 15 mm, esto afecta en la producción del husillo por lo que se aumentó ligeramente la longitud para asegurar la producción requerida para el sistema. Al conocer algunos parámetros geométricos básicos, se calculó el caudal producido por el husillo y se comprobó el dato obtenido (6.90 lb/hr de PP) con el requerido (6.25 lb/hr de PP). Se consideró que el caudal calculado es mayor al caudal requerido, por lo tanto, es válido para el sistema.

Conociendo los valores de esfuerzos generados por el funcionamiento del tornillo, se procedió a la búsqueda de los materiales adecuados para el sistema, con la limitación que estos debían ser adquiridos en el mercado nacional. Al seleccionar los materiales se comprobó el factor de seguridad que para cualquier componente del sistema debía ser mayor a 2. El material más rebuscado para el sistema fue el cilindro o camisa, debido a que este debía tener una longitud de al menos 0.6 m y tener el diámetro interno rectificado. Para lograr cumplir con esta limitación se seleccionó un tubo de acero de bajo carbono AISI 1026, que por ser para aplicaciones hidráulicas tiene un límite a la fluencia ligeramente mayor y su diámetro interno se encuentra totalmente rectificado. Por las dimensiones del sistema de acoples, se seleccionó un material que tuviera un menor costo, que en este caso fue el hierro de fundición gris clase 40. Los valores calculados para los elementos principales de la máquina fueron comprobados con el software ANSYS Workbench 2019 R1 y se obtuvieron resultados similares a los calculados con las ecuaciones de diseño mecánico. En la Tabla 27 se muestran los porcentajes de diferencia de los valores calculados:

Tabla 27. Porcentaje de diferencia entre valores calculados y obtenidos por ANSYS.

Parámetro	Porcentaje de diferencia
Factor de seguridad del husillo (estático)	3.5 %
Factor de seguridad de la camisa	7.6 %

(Elaboración propia)

Al poseer los materiales necesarios para elaborar el sistema se llevó a cabo la manufactura de cada componente. Luego, al tener las piezas del sistema finalizadas, se realizó el montaje del sistema y una breve prueba de rozamiento, para comprobar que, durante todo el giro del husillo dentro de la camisa, no exista ninguna interferencia entre piezas del sistema. Posteriormente se ensambló el sistema con el módulo de estructura y el módulo de transmisión de potencia, comprobando que el ensamble del sistema en la máquina se pueda realizar solamente con las herramientas especificadas en el manual del usuario elaborado por el módulo de ingeniería en sistemas y transmisión de potencia.

A continuación, se realizó la primera prueba del sistema terminado. Esta consistió en una prueba de la máquina en vacío, comprobando el giro libre del husillo dentro de la camisa. La primera prueba de vacío se realizó durante tres horas. Esta prueba también se llevó a cabo con el objetivo de acomodar los cojinetes y todos los componentes del sistema previo a la aplicación de carga a este.

Al comprobar el giro libre del husillo se procedió a la comprobación del caudal por medio de las pruebas realizadas y presentadas en las Tablas 18, 19 y 20. Como se puede observar el caudal de la extrusora fue en todos los casos mayor a 6.25 lb/hr, que es el caudal requerido por PPGT. Al finalizar se comprobaron todos los requerimientos planteados por medio de la matriz de verificación y validación del sistema descrita en el trabajo de Villafuerte, 2019. Logrando así el diseño y construcción de un sistema de extrusión que cumple con las necesidades de la organización PPGT

VIII. Conclusiones

1. Se diseñó y construyó un sistema de extrusión capaz de extruir 50 lb de polipropileno en un periodo de 8 horas.
2. Se establecieron los requerimientos funcionales, operacionales y las limitantes necesarias para el sistema de extrusión. Como se muestra en las tablas 1, 2 y 3.
3. Se definió el sistema adecuado para la extrusora de plástico diseñada para el grupo PPGT, siendo este el sistema de un husillo de raíz variable con calentamiento eléctrico.
4. Los materiales empleados para la fabricación del sistema fueron el acero AISI 4140 QT para el husillo, el acero 1026 para la camisa y el hierro gris clase 40 para los acoples, cada uno fue validado en base a un factor de seguridad mayor o igual a 2.
5. Se validaron los componentes mecánicos empleados en el sistema de extrusión, cumpliendo con tener un factor de seguridad igual o mayor a 2.
6. Se llevó a cabo la manufactura del husillo, de la camisa y los acoples diseñados y se comprobó su ensamble.
7. Se llevaron a cabo varias pruebas de funcionamiento para comprobar la producción de polipropileno por hora del sistema, siendo este capaz de producir un promedio de 55 lb de PP en un periodo de 8 horas.

IX. Recomendaciones

1. Debido a que el proceso más complejo para el ensamblaje del sistema es la alineación de la camisa con el husillo para asegurar que estos componentes no entren en contacto, se recomienda emplear un sistema de ajuste fino para facilitar y asegurar la concentricidad de estos componentes.
2. Las piezas diseñadas por el módulo de la estructura de la extrusora para el montaje del sistema de extrusión fueron elaboradas con aluminio. Se recomienda cambiar el material empleado para estos soportes, ya que este material puede deformarse con la operación de la máquina y producir una desalineación entre el sistema de extrusión y el sistema de transmisión de potencia, llevando a un pronto desgaste de componentes.
3. Para la continuidad del proyecto, sería de gran ayuda implementar un sistema para comprobar la presión generada por el husillo y monitorearla para asegurar que la operación de la máquina se encuentre en sus parámetros de diseño.
4. A la organización *Precious Plastic* Guatemala, se recomienda emplear un sistema de trituración de plástico para poseer un centro de acopio capaz de procesar el plástico desde el desecho hasta un producto comercializable.

X. Bibliografía

- Aguilar, j. (2016). *url*. Obtenido de Torneado:
http://biblio3.url.edu.gt/Libros/2013/pro_ma/10.pdf
- Beltrán, M. (2012). *Tecnología de polímeros*. Alicante: Universidad de alicante.
- Budynas, R. G. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGRAW-Hill.
- García, G. (26 de 07 de 2012). *semanticscholar*. Obtenido de Estudio y medición de la reología tangencial sobre los polímeros Poliestireno y Polipropileno.:
<https://pdfs.semanticscholar.org/eeb7/295f50b69379b1c72652ad4eae7adb4ea233.pdf>
- Gómez, J. J. (2007). *Diseño de una extrusora para plásticos*. Pereira: Universidad tecnológica de Pereira.
- Han, C. D. (2007). *Rheology and processing of polymeric materials*. Oxford: Oxford university Press, Inc.
- Hermida, É. (2011). *Polímeros*. Buenos Aires: educar.
- Jaramillo, J. C. (2008). *Metodología para el diseño de tornillos de máquinas extrusoras monohusillo*. Cali: Universidad autónoma de occidente.
- Mundial, M. (25 de 06 de 2019). *materialmundial*. Obtenido de AISI Acero 4140 Ficha técnica, propiedades, dureza, características, tratamiento térmico.:
[https://www.materialmundial.com/sae-aisi-acero-4140-ficha-tecnica-propiedades/#:~:text=Acero%204140%20\(SAE%204140%2C%20AISI,resistencia%20duradera%20a%20alta%20temperatura](https://www.materialmundial.com/sae-aisi-acero-4140-ficha-tecnica-propiedades/#:~:text=Acero%204140%20(SAE%204140%2C%20AISI,resistencia%20duradera%20a%20alta%20temperatura).
- NACHI. (2016). Metric Tapered roller bearings. En NACHI, *Bearings catalogue* (pág. 2). Miami: NACHI.
- O. Grady, J. (2016). *System verification*. Londres, Inglaterra: Elsevier Inc.
- Ramos, L. F. (2013). *Transformación de plásticos: Principios básicos*. Lima: John Wiley & Sons, Inc.
- Romeva, C. R. (2008). *Selección de materiales en el diseño de máquinas*. Barcelona: EDICIONS UPC.
- Savgorodny, V. K. (2005). *Transformación de plásticos*. Barcelona: Gustavo Gili, S. A.
- SENA. (2008). Torneado de conos. En D. d. programación, *Máquinas herramientas y mantenimiento TORNO* (pág. 50). Colección básica sena.
- SKF. (2006). *Catálogo general*.
- Tecniaceros. (2016). *tecniaceros*. Obtenido de Acero maquinaria:
<http://tecniaceros.com/productos/acero-maquinaria/>

Vera-Sorroche, J. (11 de 2014). *sciencedirect*. Obtenido de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263876213005431#:~:text=The%20viscosity%20of%20the%20different,for%20the%20highest%20viscosity%20grade.>

Vilafuerte, A. (2019). *Planta para reciclaje de plástico*. Guatemala.

XI. Anexos

Anexo 1. Tabla de aceros de máquinas (1).

			Aceros de bonificación no aleados				
EN 10083-1/2			C22E/C22R ⁽¹⁾ C22 ⁽²⁾	C35E/C35R ⁽¹⁾ C35 ⁽²⁾	C45E/C45R ⁽¹⁾ C45 ⁽²⁾	C60E/C60R ⁽¹⁾ C60 ⁽²⁾	28Mn6
Designación numérica EN 10027-2			1.1151/49 1.0402	1.1181/80 1.0501	1.1191/201 1.0503	1.1221/23 1.0601	1.1170
AISI/SAE			~1025	1035	1045	1060	(1527)
Composición química							
Carbono	C	%	0,17÷0,24	0,32÷0,39	0,42÷0,50	0,52÷0,60	0,25÷0,32
Cromo	Cr	%	≤0,40	≤0,40	≤0,40	≤0,40	≤0,40
Manganeso	Mn	%	0,40÷0,70	0,50÷0,80	0,50÷0,80	0,60÷0,90	1,30÷1,65
Molibdeno	Mo	%	≤0,10	≤0,10	≤0,10	≤0,10	≤0,10
Níquel	Ni	%	≤0,40	≤0,40	≤0,40	≤0,40	≤0,40
Vanadio	V	%	-	-	-	-	-
Propiedades mecánicas							
<i>Estado normalización TN</i>							
Resistencia a tracción	⁽⁴⁾	MPa	≥430/410	≥550/500	≥620/560	≥710/650	≥630/590
Límite elástico	⁽⁴⁾	MPa	≥240/210	≥300/245	≥340/275	≥380/310	≥345/290
Alargamiento rotura	⁽⁴⁾	%	≥24/25	≥19/18	≥14/16	≥10/11	≥17/18
<i>Est. temple y revenido TQ</i>							
Resistencia	<i>d</i> ≤16mm	MPa	500÷650	630÷780	700÷850	850÷1000	800÷950
	16≤ <i>d</i> ≤40	MPa	470÷620	600÷750	650÷800	800÷960	700÷850
	40≤ <i>d</i> ≤100	MPa	-	550÷700	630÷780	750÷900	650÷800
	100≤ <i>d</i> ≤160	MPa	-	-	-	-	-
	160≤ <i>d</i> ≤250	MPa	-	-	-	-	-
Límite elástico	<i>d</i> ≤16mm	MPa	≥340	≥430	≥490	≥580	≥590
	16≤ <i>d</i> ≤40	MPa	≥290	≥380	≥430	≥520	≥490
	40≤ <i>d</i> ≤100	MPa	-	≥320	≥370	≥450	≥440
	100≤ <i>d</i> ≤160	MPa	-	-	-	-	-
	160≤ <i>d</i> ≤250	MPa	-	-	-	-	-
Alargamiento (<i>A</i>)	⁽⁵⁾	%	≥20/22	≥17/20	≥14/17	≥11/14	≥13/16
Flexión por choque (<i>KV</i>) ⁽⁵⁾		J	≥50	≥35	≥25	-	≥35/40
<i>Est. reblandecimiento TA</i>							
Dureza		HB	-	-	207	241	223
Propiedades tecnológicas							
Coste		€/kg ⁽⁶⁾	0,85	0,86	0,87	0,88	0,86
Maquinabilidad			70	65	55	50	58
Temperatura normalización		°C	880÷920	860÷900	840÷880	820÷860	850÷890
Temperatura de temple		°C	860÷900	840÷880	820÷860	800÷840	830÷870
Medio de temple		°C	agua	agua/aceite	agua/aceite	aceite/agua	agua/aceite
Temperatura de revenido		°C	550÷660	550÷660	550÷660	550÷660	540÷680

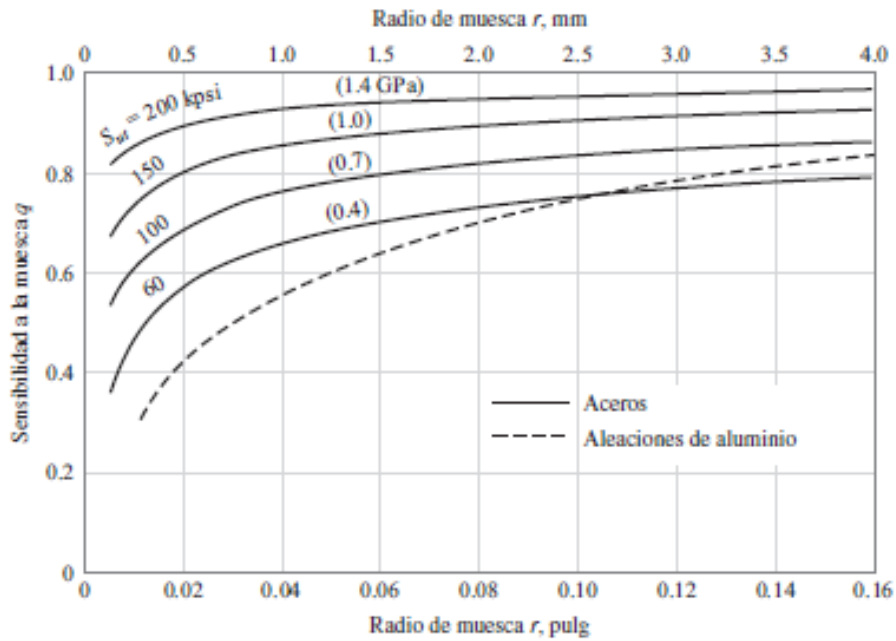
(Romeva, 2008)

Anexo 2. Tabla de aceros de maquinaria (2).

Aceros de bonificación aleados						
46Cr2 46CrS2 ⁽³⁾	37Cr4 37CrS4 ⁽³⁾	34CrMo4 34CrMoS4 ⁽³⁾	42CrMo4 42CrMoS4 ⁽³⁾	34CrNiMo6	36NiCrMo16	51CrV4
1.7006/25	1.7034/38	1.7220/26	1.7225 1.7227	1.6582	1.6773	1.8159
5046	5135	4135	4140	-	-	6150
0,42±0,50 0,40±0,60 0,50±0,80 - - -	0,34±0,41 0,90±1,20 0,60±0,90 - - -	0,30±0,37 0,90±1,20 0,60±0,90 0,15±0,30 - -	0,38±0,45 0,90±1,20 0,60±0,90 0,15±0,30 - -	0,30±0,38 1,30±1,70 0,50±0,80 0,15±0,30 1,30±1,70 -	0,32±0,39 1,60±2,00 0,30±0,60 0,25±0,45 3,60±4,10 -	0,47±0,55 0,90±1,20 0,70±1,10 - - 0,10±0,25
- - -	- - -	- - -	- - -	- - -	- - -	- - -
900±1100 800±950 650±800 - - ≥650 ≥550 ≥400 - - ≥12±15 ≥30±35 223	950±1150 850±1000 750±900 - - ≥750 ≥630 ≥510 - - ≥11±14 ≥30±35 235	1100±1200 900±1100 800±950 750±900 750±850 ≥800 ≥650 ≥550 ≥500 ≥450 ≥11±15 ≥35±45 223	1100±1300 1000±1200 900±1100 800±950 750±900 ≥900 ≥750 ≥650 ≥550 ≥500 ≥10±14 ≥30±35 241	1200±1400 1100±1300 1000±1200 900±1100 800±950 ≥1000 ≥900 ≥800 ≥700 ≥600 ≥9±13 ≥35±45 248	1250±1450 1250±1450 1100±1300 1000±1200 1000±1200 ≥1050 ≥1050 ≥900 ≥800 ≥800 ≥9±11 ≥30±45 269	1100±1300 1000±1200 900±1100 850±1000 800±950 ≥900 ≥800 ≥700 ≥650 ≥600 ≥9±13 ≥30 248
1,05 - - 820±860 aceite/agua 540±680	1,07 68 - 825±865 aceite/agua 540±680	1,12 68 - 830±870 aceite/agua 540±680	1,15 65 - 820±860 aceite/agua 540±680	1,40 50 - 830±860 aceite 540±660	1,45 - - 865±885 aire/aceite 550±650	1,10 - - 820±860 aceite 540±680

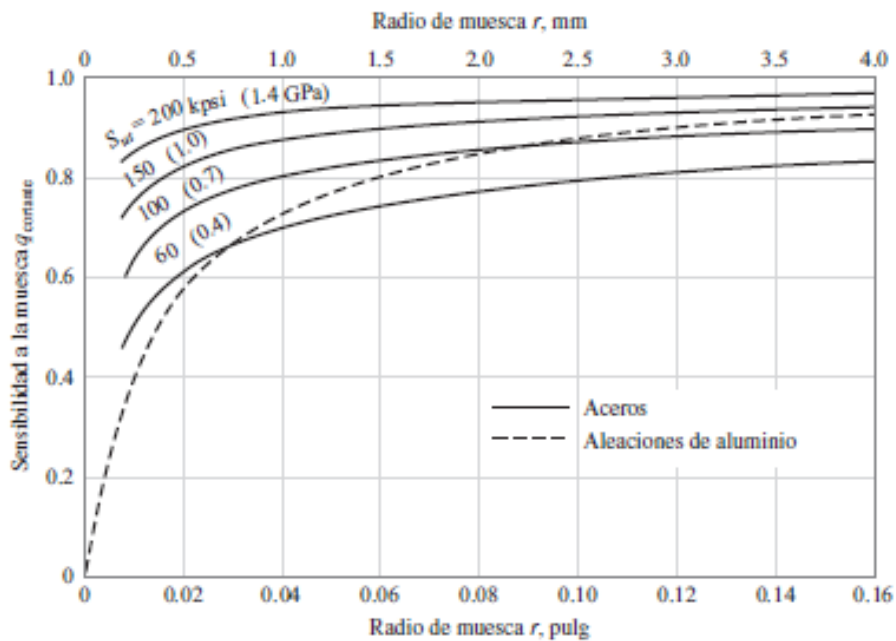
(Romeva, 2008)

Anexo 3. Sensibilidad a la muesca para esfuerzos normales.



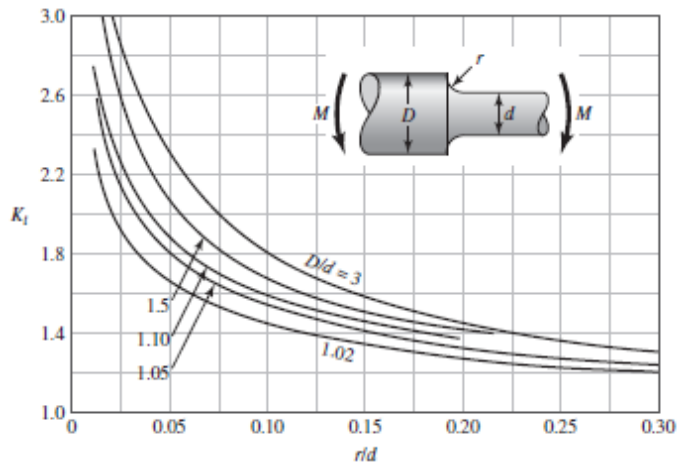
(Budynas, 2012)

Anexo 4. Gráfico de sensibilidad a la muesca para esfuerzos cortantes.



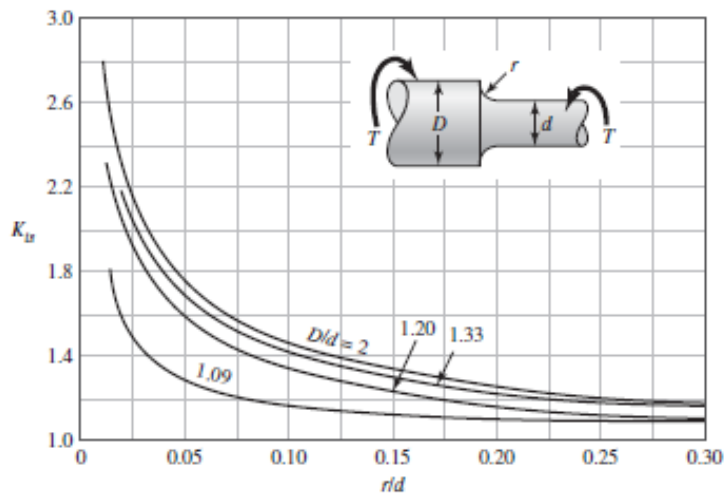
(Budynas, 2012)

Anexo 5. Gráfico para calcular factor k_t con D/d y r/d .



(Budynas, 2012)

Anexo 6. Gráfico para calcular factor K_{ts} con D/d y r/d .



(Budynas, 2012)

Anexo 7. Resistencia de pernos de sujeción según su tamaño.

Tamaño, pulg	Par de torsión del asiento, lbf · pulg	Potencia de sujeción, lbf
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1 000
$\frac{5}{16}$	165	1 500
$\frac{3}{8}$	290	2 000
$\frac{7}{16}$	430	2 500
$\frac{1}{2}$	620	3 000
$\frac{9}{16}$	620	3 500
$\frac{5}{8}$	1 325	4 000
$\frac{3}{4}$	2 400	5 000
$\frac{7}{8}$	5 200	6 000
1	7 200	7 000

(Budynas, 2012)

Anexo 8. Aceros de maquinaria disponibles en Tecniaceros S.A.

ALEACIÓN	DESCRIPCIÓN	APLICACIONES
AISI 1018 COLD ROLLED	Acero de bajo contenido de carbono. Es la aleación más comúnmente utilizada por su versatilidad, precio y fácil soldadura.	Piezas generales de maquinaria de baja carga, pines, pernos, pasadores y toda aquella aplicación que requiera resistencia superior al A36.
AISI 1045 CK45	Acero de mediano contenido de carbono. Presenta mejores propiedades mecánicas y dureza que el 1018, es tratable térmicamente y posee una mayor tenacidad que el 1018.	Pernos, ejes de media carga, engranajes, levas, rodos, piezas mecánicas en general.
AISI 8620 E-230	Acero especial para cementación. Se caracteriza por retener carbonos para crear una superficie con alta dureza y un núcleo tenaz que le permite soportar altos esfuerzos de torsión, después del tratamiento térmico.	Piezas en general que requieran dureza superficial y núcleo tenaz como: engranajes, camisas, bujes, pines, tornillos helicoidales y ejes de transmisión.
AISI 4140 QT 709 / VCN-320	Acero aleado al cromo-molibdeno. Se caracteriza por ser un material laminado en caliente por lo general, con excelente tenacidad, muy versátil y comercial. Se entrega en estado Q+T que ofrece mejores propiedades mecánicas y dureza.	Ejes de transmisión de potencia, pernos especiales, pines, engranajes, rodos y piezas mecánicas de desgaste medio en general.
AISI 4340 QT 705 / VCN-150	Acero aleado al cromo-níquel-molibdeno. Por su adición de níquel, se obtienen mayores durezas después del tratamiento térmico y mayor límite elástico por aplicaciones torque. Se entrega en estado Q+T que ofrece mejores propiedades mecánicas y dureza.	Piezas de alta transmisión de potencia como ejes, perforadoras de pozos, engranajes, coplas, pines.
AISI TIM 6V (20MnV6) BARRA PERFORADA	Barra perforada micro aleada Timken®. Puede ser tratada térmicamente, posee excelente estabilidad geométrica y propiedades mecánicas superiores a los aceros al carbono tradicionales.	Bujes, bushings, camisas, espaciadores, cilindros, rodillos, equipo de perforación.

(Tecniaceros, 2016)

Anexo 12. Propiedades mecánicas del acero AISI 1026.

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7.85	$g \times cm^{-3}$
Módulo de Young	205	Gpa
Relación de Poisson	0.29	-
Módulo de Bulk	162.7	Gpa
Módulo de corte	794.5	Gpa
Límite elástico a tensión	415	Mpa
Resistencia última a la tracción	490	Mpa

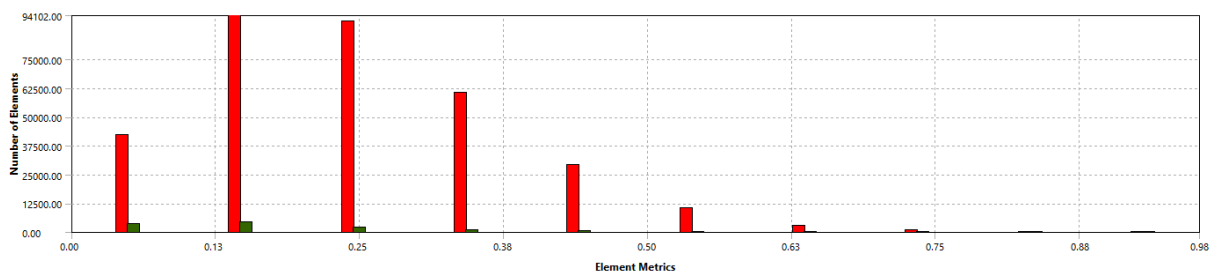
(Elaboración propia)

Anexo 13. Propiedades mecánicas del Hiero Gris clase 40.

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7.34	$g \times cm^{-3}$
Módulo de Young	110	Gpa
Relación de Poisson	0.29	-
Módulo de Bulk	87.3	Gpa
Módulo de corte	42.6	Gpa
Límite elástico a tensión	293	Mpa
Resistencia última a la tracción	293	Mpa
Resistencia última a la compresión	965	Mpa

(Elaboración propia)

Anexo 14. *Skewness* de la estructura del sistema.



(Elaboración propia)

Anexo 15. Propiedades del acero AISI 1045.

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7.85	$g \times cm^{-3}$
Límite elástico a tensión	530	MPa
Esfuerzo último a tensión	625	MPa
Límite elástico cortante	305	MPa

(Elaboración propia)

Anexo 16. Medidas recomendadas para cuñas según el diámetro del eje.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

(Budynas, 2012)

Anexo 17. Características del rodamiento seleccionado para el sistema de extrusión.

Bearing No.	Boundary dimensions(mm)			Cr (N)	Cor (N)	Limiting Speed (rpm)	
	Bore	O.D.	Width			Grease	Oil
H-E30203J	17	40	13.25	20800	20700	10000	14000
H-E30303J	17	47	15.25	27400	24500	9200	12000
H-E32004J	20	42	15	27300	31500	9300	13000
H-E30204J	20	47	15.25	27000	27200	8700	12000
H-E30304J	20	52	16.25	36400	35200	8300	11000
H-E32304J	20	52	22.25	45100	46700	8400	11000
H-E32005J	25	47	15	30200	37700	8300	11000
H-E30205J	25	52	16.25	31500	33700	7500	10000
H-E32205J	25	52	19.25	39800	44800	7900	11000
H-E30305J	25	62	18.25	48200	46900	6800	9000
H-E32305J	25	62	25.25	61200	64100	6900	9100
H-E32006J	30	55	17	38200	48000	7000	9400
H-E30206J	30	62	17.25	41500	44800	6500	8700
H-E32206J	30	62	21.25	50700	57900	6500	8700
H-E30306J	30	72	20.75	59600	60100	5800	7700
H-E32306J	30	72	28.75	82200	91600	5900	7900
H-E32007J	35	62	18	45500	59400	6200	8200
H-E30207J	35	72	18.25	55100	60900	5600	7400
H-E32207J	35	72	24.25	69600	82400	5600	7500
H-E30307J	35	80	22.75	76200	78900	5200	6900
H-E32307J	35	80	32.75	101000	114000	5300	7000
H-E32008J	40	68	19	53500	71400	5600	7400
H-E30208J	40	80	19.75	62900	69200	5000	6700
H-E32208J	40	80	24.75	77700	90800	5000	6600
H-E30308J	40	90	25.25	90600	101000	4500	6100
H-E32308J	40	90	35.25	116000	139000	4600	6200
H-E32009J	45	75	20	62800	86500	5000	6600
H-E30209J	45	85	20.75	67200	77400	4600	6100
H-E32209J	45	85	24.75	78300	94100	4600	6100
E30309J	45	100	27.25	113000	128000	4100	5400
H-E32309J	45	100	38.25	146000	180000	4100	5500
H-E32010J	50	80	20	65700	94500	4600	6100
H-E30210J	50	90	21.75	76500	91700	4300	5700
H-E32210J	50	90	24.75	85000	105000	4300	5700
E30310J	50	110	29.25	137000	152000	3700	4900
E32310J	50	110	42.25	176000	220000	3700	5000
H-E32011J	55	90	23	84600	121000	4100	5500
E30211J	55	100	22.75	94600	113000	3900	5200
E30311J	55	120	31.5	149000	170000	3300	4500
E32311J	55	120	45.5	200000	250000	3400	4500
E30212J	60	95	23	86100	127000	3900	5200
E30212J	60	110	23.75	106000	127000	3500	4700
E32212J	60	110	29.75	132000	167000	3500	4700
E30213J	65	120	24.75	128000	156000	3200	4300
E32213J	65	120	32.75	157000	203000	3200	4300
E30313J	65	140	36	204000	239000	2800	3800
E30214J	70	125	26.25	138000	173000	3100	4100
E32214J	70	125	33.25	169000	225000	3100	4100
E30314J	70	150	38	230000	273000	2600	3500
E32015J	75	115	25	110000	169000	3100	4200
E30215J	75	130	27.25	142000	181000	2900	3900
E32016J	80	125	29	147000	225000	2900	3900
E30216J	80	140	28.25	161000	202000	2700	3600
E32017J	85	130	29	150000	234000	2800	3700
E30217J	85	150	30.5	182000	231000	2500	3400
E32018J	90	140	32	178000	276000	2600	3500
E30218J	90	160	32.5	204000	261000	2400	3200
E32218J	90	160	42.5	263000	362000	2400	3200
E32020J	100	150	32	185000	298000	2400	3200
E30220J	100	180	37	258000	338000	2100	2800
E32022J	110	170	38	248000	395000	2100	2800

(NACHI, 2016)

Anexo 18. Constante K para pernos según su material.

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

(Budynas, 2012)

Anexo 19. Constante de rigidez en pernos.

Agarre del perno, pulg	Rigideces, M lbf/pulg			
	k_b	k_m	C	$1 - C$
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886










(Budynas, 2012)

Anexo 20. Área de esfuerzo de tensión.

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

(Budynas, 2012)

Anexo 21. Resistencia de pernos.

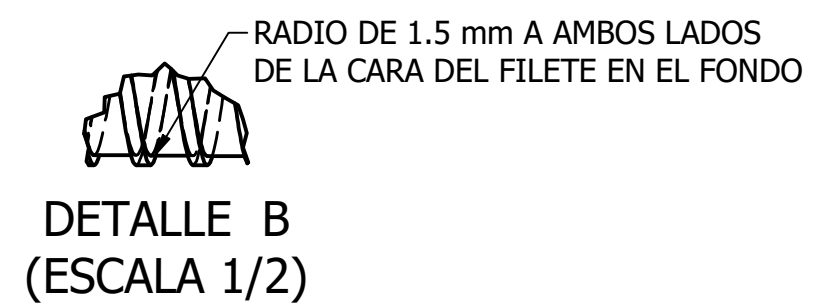
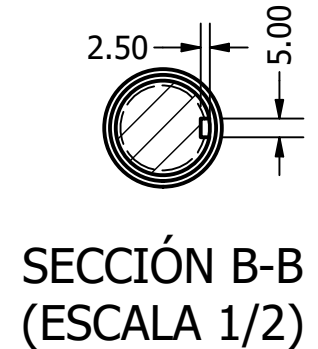
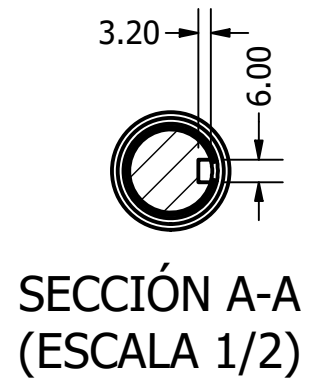
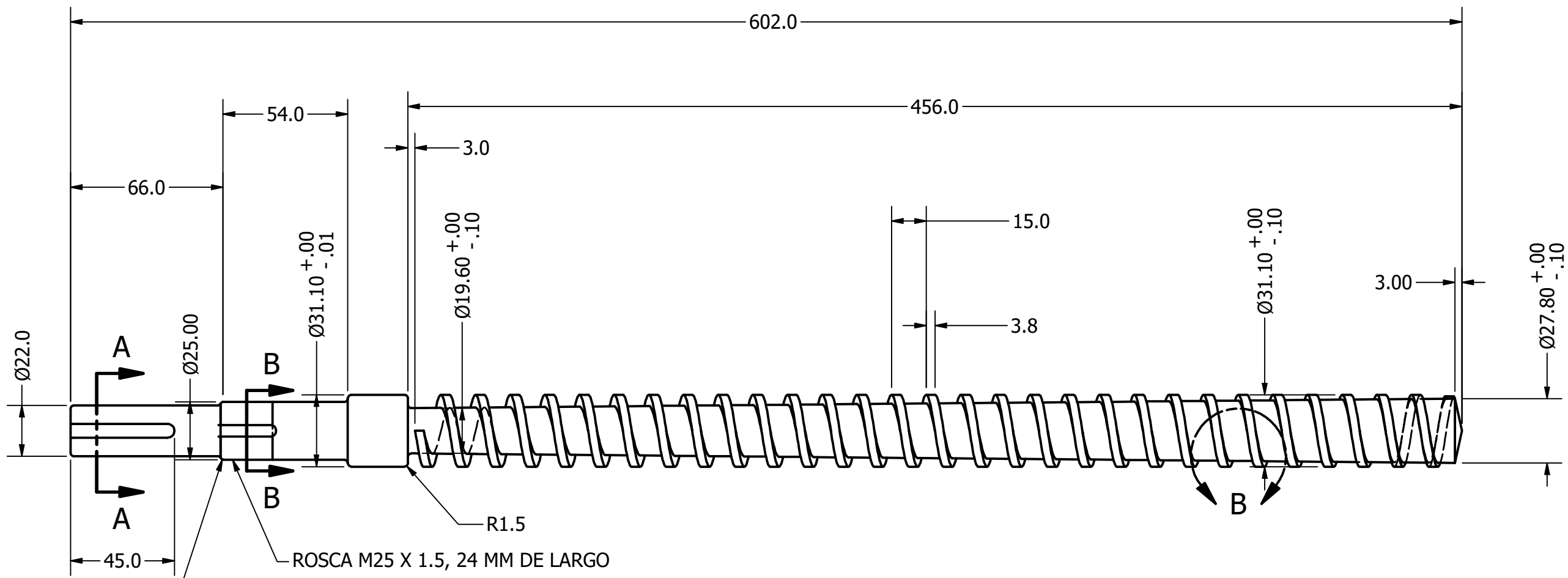
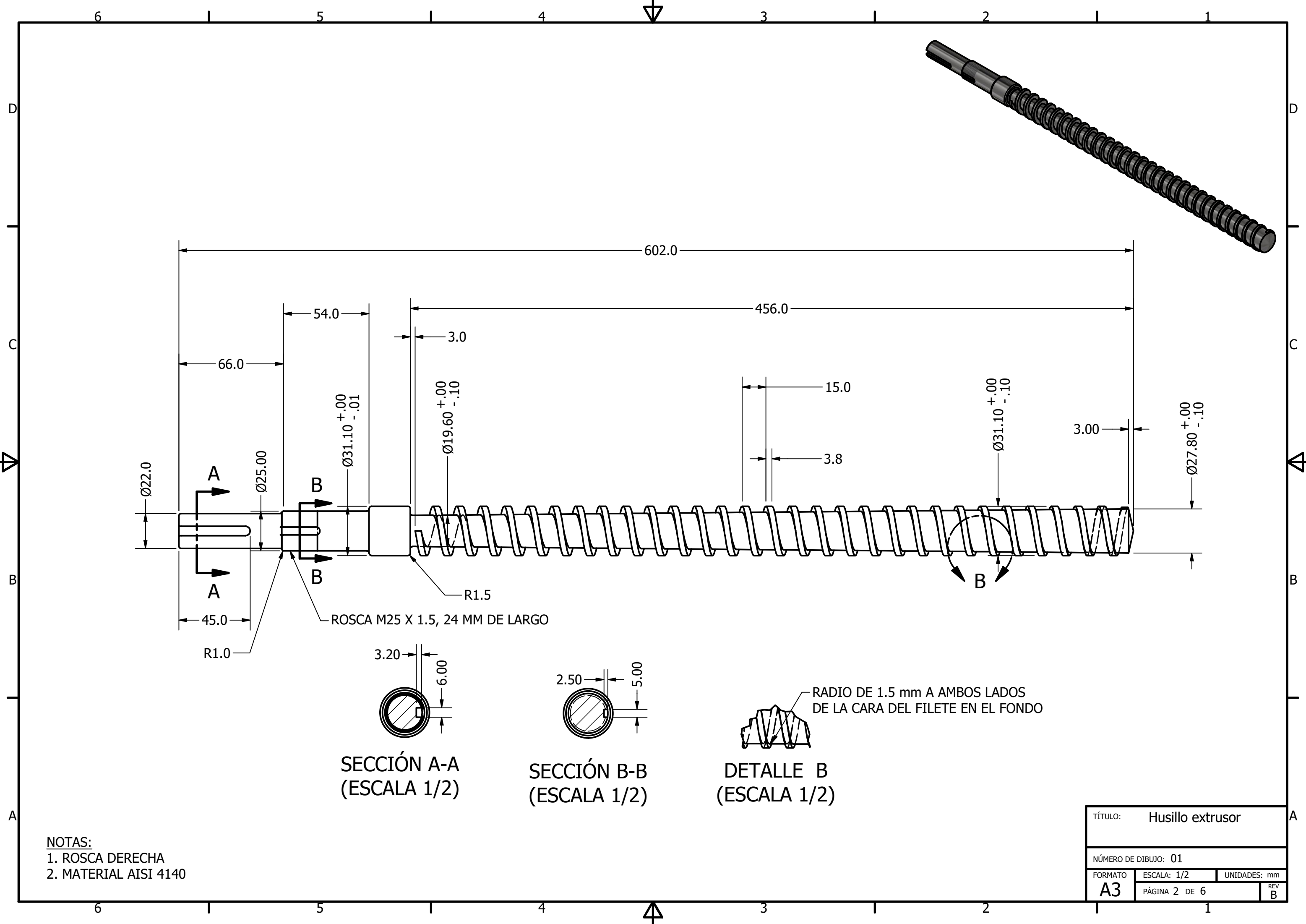
Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
A325 tipo 2	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
		74	105	81		
A325 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero no temperizado, T y R	
		74	105	81		
A354 grado BC	$\frac{1}{4}$ a $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ a 4	105	125	109	Acero aleado, T y R	
		95	115	99		
A354 grado BD	$\frac{1}{4}$ a 4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ a 3	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
		55	90	58		
A490 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

(Budynas, 2012)

LISTADO DE PARTES			
NÚMERO	CANTIDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	CAMISA	ACERO AISI 1026
2	1	ACOPLE 1	HIERRO GRIS CLASE 40
3	1	ACOPLE 2	HIERRO GRIS CLASE 40
4	1	TORNILLO DE EXTRUSIÓN	ACERO ASISI 4140 QT
5	1	ACOPLE 3	HIERRO GRIS CLASE 40
6	12	TORNILLO ALLEN	ANSI B18.3 - 1/4 - 20 UNC - 7/8 HS HCS
7	2	RODAMIENTO CÓNICO	BS 3134 - 5CD - 25 x 52 x 19.25
8	2	TUERCAS DE SEGURIDAD	ANSI/AFBMA Std 8.1 - KM 5
9	1	ESPACIADOR	
10	1	ARANDELA DE SEGURIDAD	ANSI/AFBMA Std 8.1 MB - 5
11	8	TORNILLOS CASTIGADORES	ANSI B18.3 - 3/8-16 UNC x 0.38

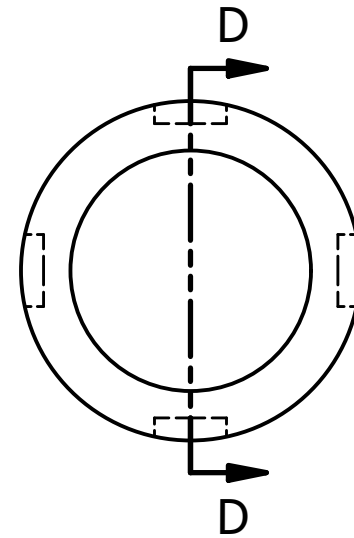
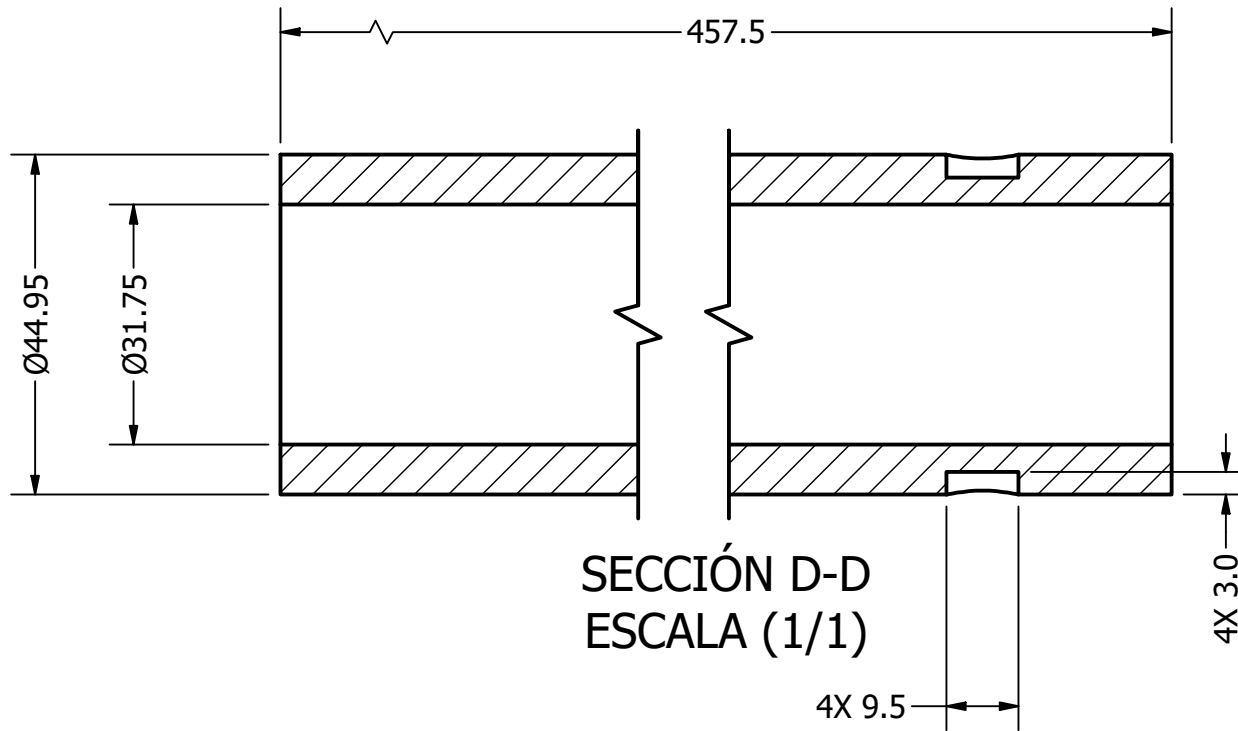
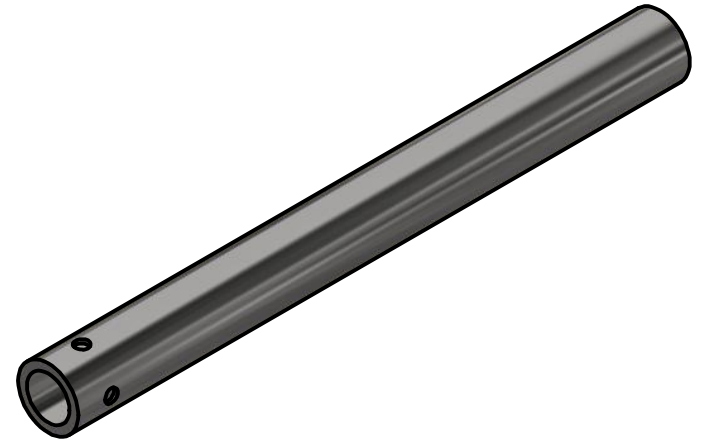


TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .XX ± 0.1 .XXX ± 0.05 ANGULAR ± 1 FRACCIONES ± RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	DIBUJADO POR RODRIGO DUARTE	FECHA 06/10/2020	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvv.edu.gt
	DISEÑADO POR RODRIGO DUARTE	FECHA 06/10/2020	
	REVISADO POR ANDRÉS VIAU	FECHA 30/10/2020	
	APROBADO POR ANDRÉS VIAU	FECHA 30/10/2020	
MATERIAL VER TABLA	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO ELABORACIÓN DE S. DE EXTRUSIÓN		TÍTULO: SISTEMA DE EXTRUSIÓN
TRATAMIENTO N/A	TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.		NÚMERO DE DIBUJO: 01
MASA: N/A	 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN		FORMATO: A2 ESCALA: 1 / 2 UNIDADES: mm PÁGINA 1 DE 6 REV B

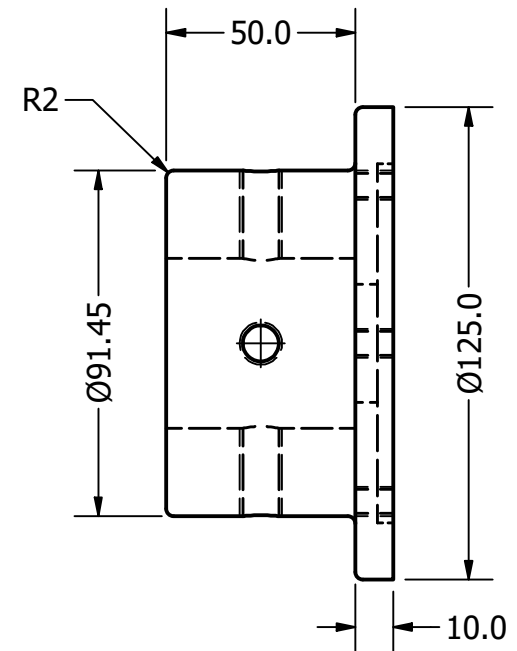
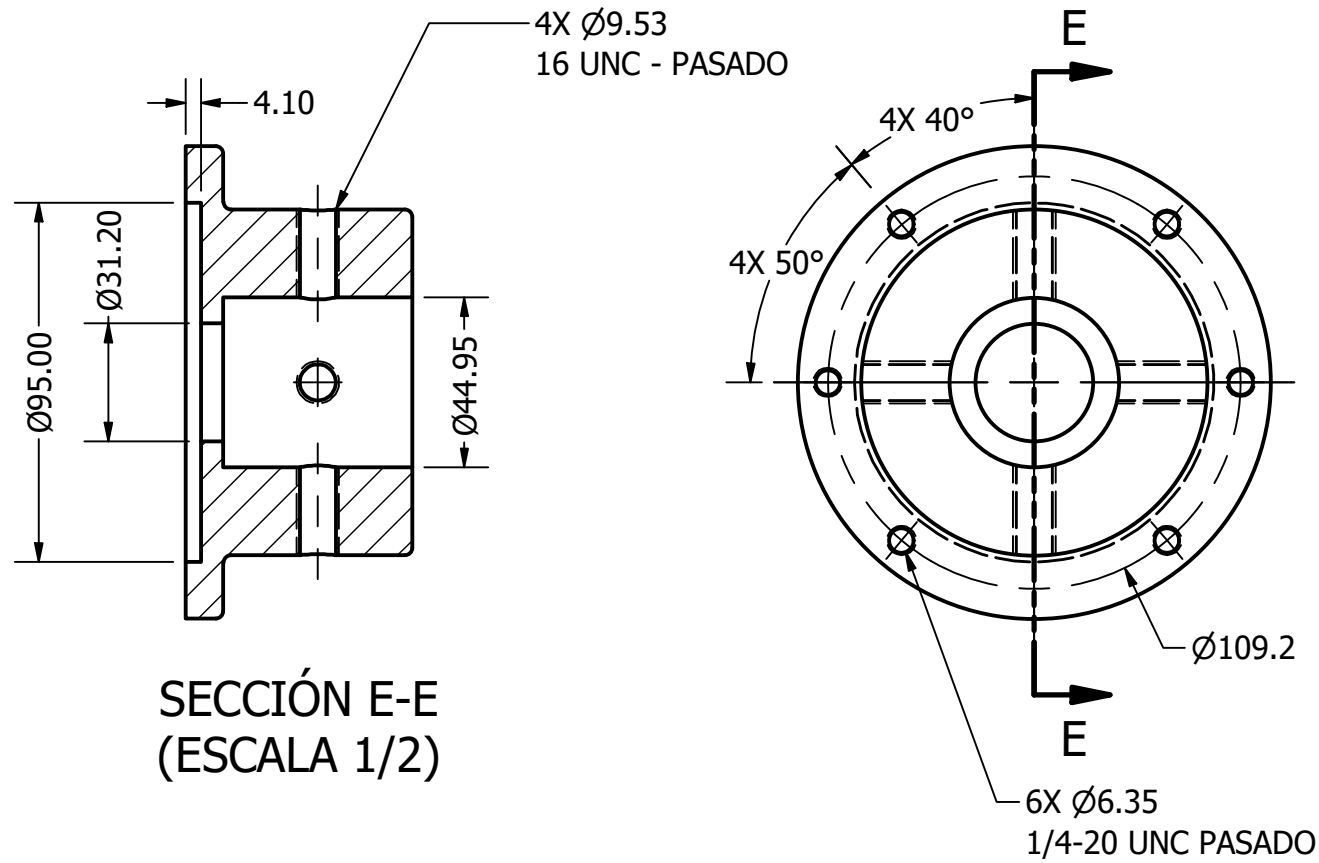


NOTAS:
1. ROSCA DERECHA
2. MATERIAL AISI 4140

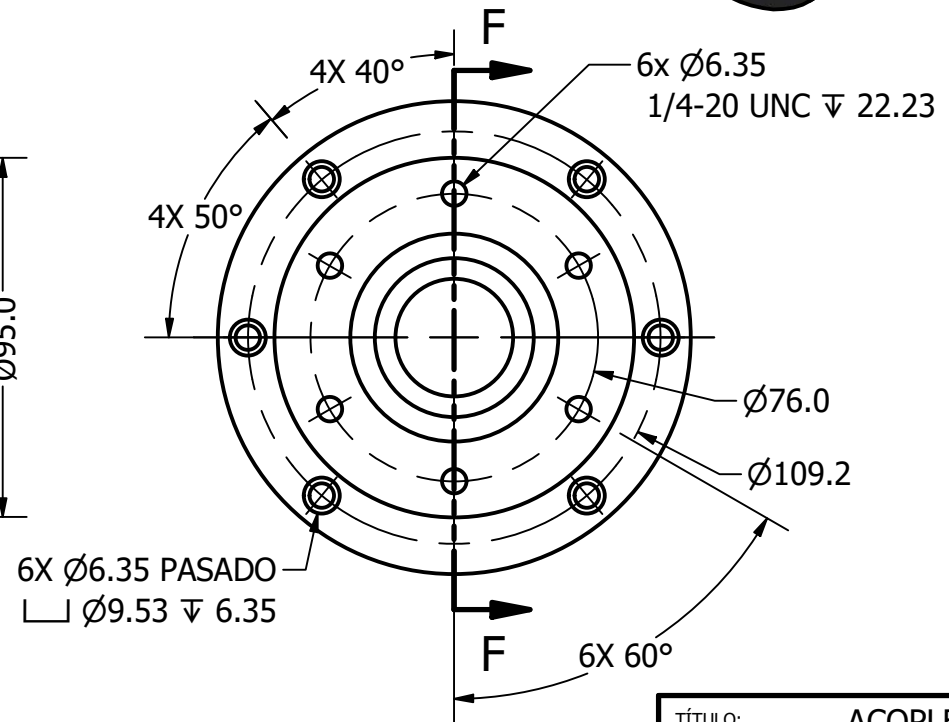
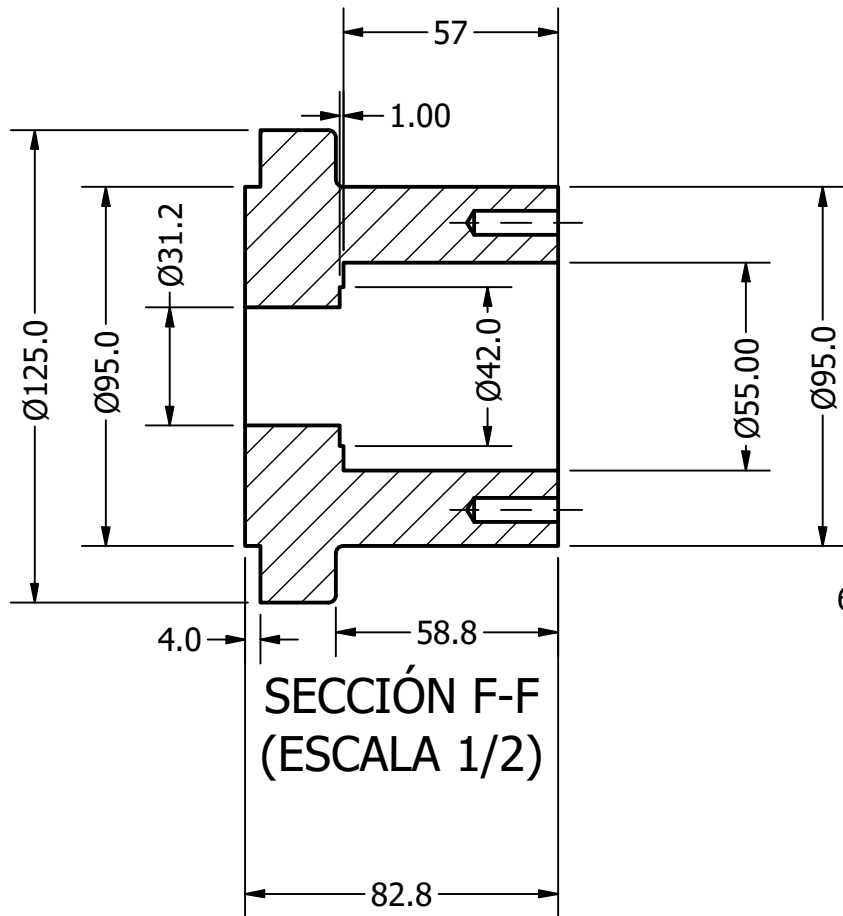
TÍTULO: Husillo extrusor		
NÚMERO DE DIBUJO: 01		
FORMATO	ESCALA: 1/2	UNIDADES: mm
A3	PÁGINA 2 DE 6	REV B



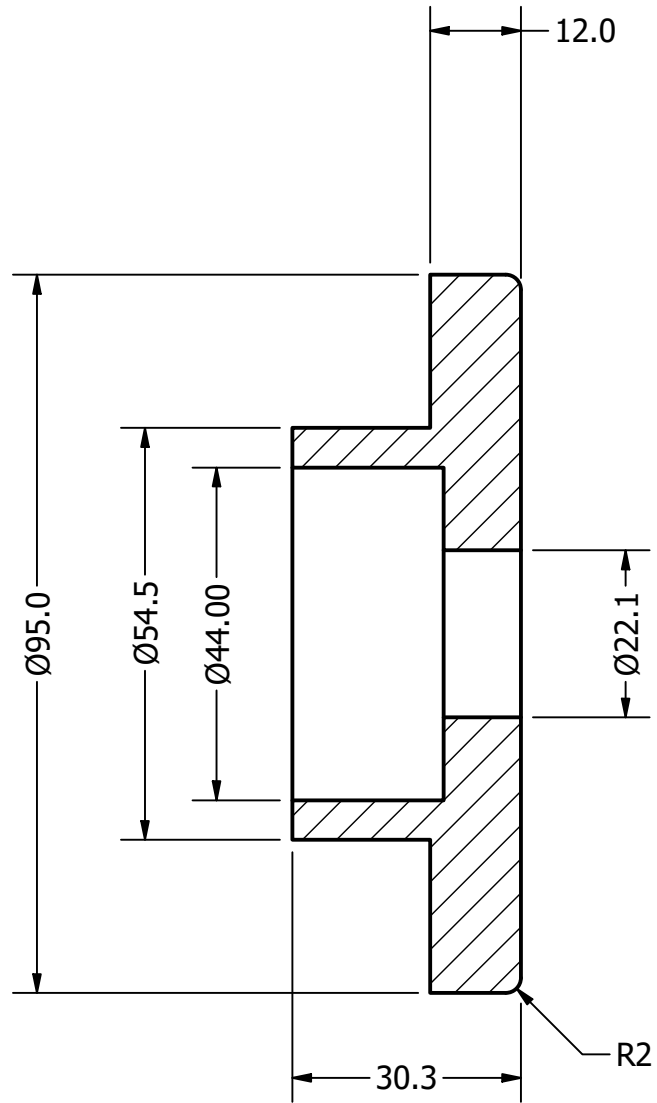
TÍTULO:		CAMISA	
NÚMERO DE DIBUJO: 02			
FORMATO	ESCALA: 1/2	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 3 DE 6		B



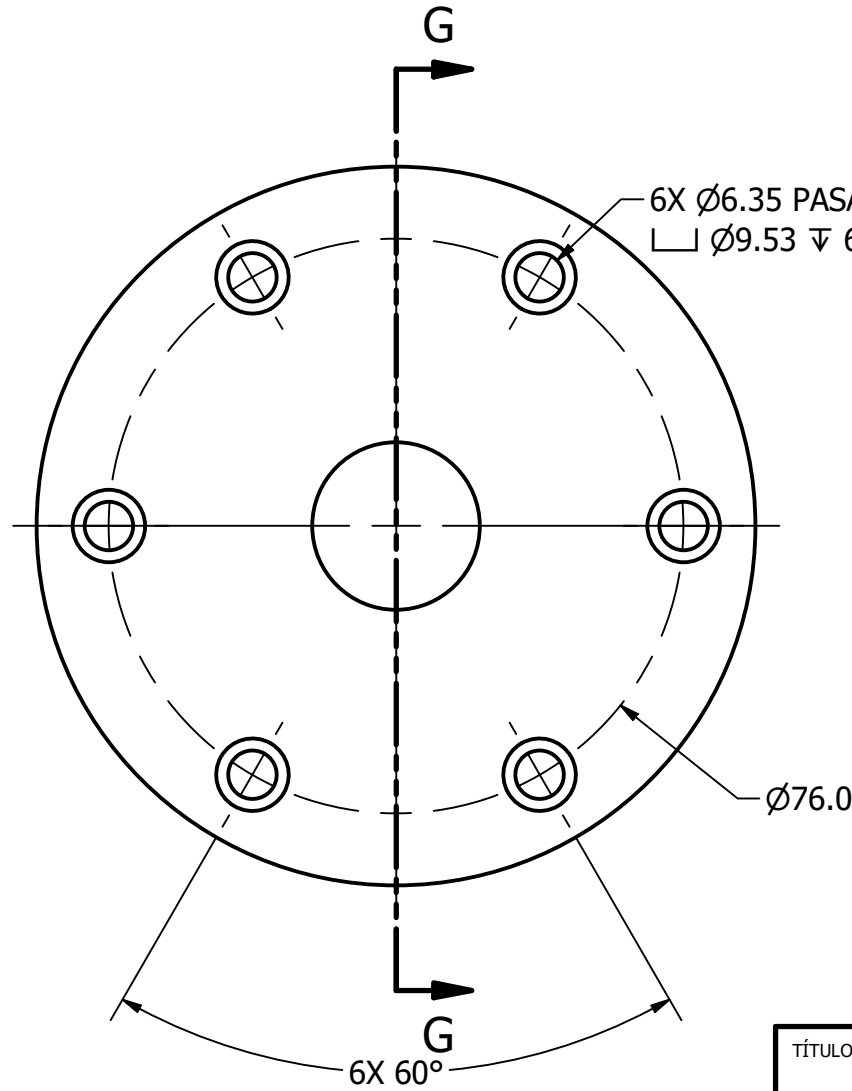
TÍTULO:		ACOPLE 1	
NÚMERO DE DIBUJO: 03			
FORMATO	ESCALA: 1/2	UNIDADES: mm	
A4	PÁGINA 4 DE 6	REV B	



TÍTULO:		ACOPLE 2	
NÚMERO DE DIBUJO: 04			
FORMATO	ESCALA: 1/2	UNIDADES: mm	
A4	PÁGINA 5 DE 6	REV B	



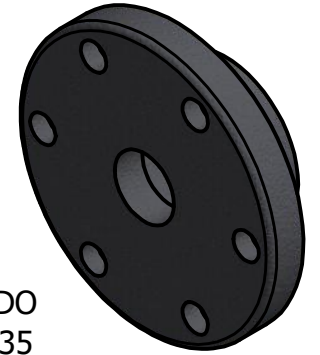
SECCIÓN G-G
(ESCALA 1/1)



6X Ø6.35 PASADO
 □ Ø9.53 ▽ 6.35

Ø76.0

6X 60°



TÍTULO:		ACOPLE 3	
NÚMERO DE DIBUJO: 05			
FORMATO	ESCALA: 1/2	UNIDADES: MM	
A4	PÁGINA 6 DE 6	REV A	