

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EMBUTIDORA DE
LONGANIZA PARA LA COMUNIDAD DEL MUNICIPIO DE SABOYA

FABIAN PEÑALOZA PARADA
JONNY ALEXANDER SOTELO SANCHEZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA

2022

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EMBUTIDORA DE
LONGANIZA PARA LA COMUNIDAD DEL MUNICIPIO DE SABOYA

FABIAN PEÑALOZA PARADA
JONNY ALEXANDER SOTELO SANCHEZ

Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director
RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON
Magister en Ingeniera Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA

2022

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	16
1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	17
1.1 OBJETIVO GENERAL	18
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	18
2. MARCO TEORICO	18
2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	19
2.2 JUSTIFICACIÓN.....	20
2.3 CONCEPTOS GENERALES	21
2.3.1 ¿Qué son los embutidos?	22
2.3.2 Longaniza.	22
2.3.3 Proceso de elaboración de la longaniza.	23
3. DISEÑO CONCEPTUAL.....	25
3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD	25
3.1.1 Requerimientos del Consumidor.....	25
3.1.2 Organización de Requerimientos.....	26
3.2 Matriz De Calidad	26
3.3 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	27
3.3.1 Alternativa 1.	27
3.3.2 Alternativa 2.	31
3.3.3 Alternativa 3.	33
3.3.4 Alternativa 4.	36
3.4 MATERIAL PARA REALIAZAR MAQUINA CUMPLIENDO LA NORMA	38
3.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	38
3.6 ESPECIFICACIÓN DE ALTERNATIVA GANADORA.....	39
3.6.1 Modelado de la maquina embutidora en solidwork.	39
3.6.2 Sistema de transmisión de potencia.	41

3.6.3 Sistema de extrusión.	42
3.6.4 Subsistema de engranajes.....	42
3.6.5 Subsistema estructural	43
4. DISEÑO DE DETALLE DE LA MAQUINA DE EMBUTIDO.....	45
4.1 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE CONTENEDOR	45
4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN	48
4.2.1 Dimensionamiento De La Boquilla.	48
4.2.2 Dimensionamiento del codo.....	49
4.2.3 Dimensionamiento sistema de sujeción.....	50
4.3 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE EXTRUSIÓN Y VELOCIDAD LINEAL DEL PISTÓN	51
4.4 FUERZA REQUERIDA QUE APLICA EL PISTÓN PARA HACER LA EXTRUSIÓN	54
4.4.1 Método 1: cálculo aproximado de la fuerza mediante pérdidas en tuberías.	54
4.4.1.1 Cálculo experimental del coeficiente de fricción.	56
4.4.1.2 Cálculo de la presión y fuerza con la ecuación de Bernoulli.	59
4.4.2 Método 2: cálculo de la fuerza de manera experimental.....	65
4.4.2.1 Prototipo 1.....	65
4.4.2.1 Prototipo 1.....	68
4.5 DIMENSIONAMIENTO DEL TORNILLO DE POTENCIA	70
4.5.1 Datos y propiedades	70
4.5.2 Cálculo de la excentricidad.	72
4.5.3 Cálculo de esfuerzos en la columna.	72
4.5.4 Normalizar medidas.	73
4.5.5 Cálculo del torque requerido.	74
4.5.6 Cálculo final de esfuerzos	75
4.5.6.1 De compresión.....	75
4.5.6.2 Esfuerzos de corte	76
4.5.7 Límite de endurancia (limite a la fatiga modificado) para vida infinita.	77
4.5.8 Aplicación de la ec. De Soderberg – Mohr.....	78

4.6 DIMENSIONAMIENTO DE LA TUERCA	78
4.6.2 Cálculo por corte.....	79
4.6.3 Cálculo por compresión	80
4.6.4 Potencia consumida por el sistema tornillo tuerca.	80
4.6.4.1 Velocidad angular del tornillo.	80
4.6.4.2 Cálculo de la potencia requerida.....	81
4.6.5 Resultados del dimensionamiento del tornillo y la tuerca.....	81
4.7 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL RECIPIENTE	82
4.7.1 Método del máximo esfuerzo cortante.	82
4.7.2 Método de simulación en software CAE (solidwork).	84
4.8 CÁLCULO DE LA TAPA INFERIOR (TAPA- BOQUILLA).....	87
4.8.1 Método de cabezal plano o tapa plana.	87
4.8.2 Método de simulación en software CAE solidwork.	90
4.9 DIMENSIONAMIENTO DEL ÉMBOLO	92
4.9.1 Método de una viga en voladizo.	93
4.9.2 Método de simulación en software CAE solidwork.	98
4.9.3 Dimensionamiento final del émbolo con ayuda de solidwork.	100
4.9.4 Unión del émbolo con el tornillo de potencia.....	102
4.10 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	103
4.10.1 Dimensionamiento de la corona-piñón.....	104
4.10.2 Cálculos de fuerzas en la corona-piñón.....	110
4.11 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DE LA CORONA.....	112
4.11.1 Cálculo de fuerzas sobre el eje de la corona.	113
4.11.2 Cálculo de esfuerzos sobre el eje de la corona.	120
4.11.3 Análisis por teoría de soderberg-morh.....	120
4.11.4 Cálculo del ajuste de la corona con el eje.....	122
4.11.5 Cálculo del ajuste de los rodamientos con el eje de la corona.....	130
4.12 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DEL PIÑÓN.....	132
4.12.1 Cálculo de fuerzas sobre el eje del piñón.	132
4.12.2 Cálculo de esfuerzos sobre el eje del piñón.....	138

4.12.3 Análisis por teoría de soderberg-morh.....	139
4.12.4 Cálculo del ajuste del piñón con el eje.....	141
4.12.5 Cálculo del ajuste de los rodamientos con el eje del piñón.....	149
4.13 DIMENSIONAMIENTO DEL BASTIDOR	151
4.13.1 Fuerzas sobre el bastidor.....	151
4.13.2 Dimensionamiento del bastidor.....	152
4.13.2.1 Columnas.....	153
4.13.2.2 Viga 1.....	155
4.13.2.3 Viga 2.....	155
4.13.2.4 Modelado final del bastidor	156
4.13.3 Dimensionamiento de los tornillos.	157
4.13.4 Pruebas de resistencia del bastidor simuladas en solidwork.	161
4.14 DIMENSIONAMIENTO DE LA MANIVELA.....	164
5 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA EMBUTIDORA.....	166
5.1 FABRICACIÓN DEL RECIPIENTE CONTENEDOR (TARRO).....	166
5.2 FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN	168
5.4 FABRICACIÓN DE LOS EJES	172
5.4 FABRICACIÓN DEL BASTIDOR	173
5.5 ADQUISICIÓN DE PIEZAS MECÁNICAS YA EXISTENTES EN EL MERCADO	176
6. PRUEBAS Y RESULTADOS	180
6.1 PRUEBA DE EMBUTIDO	180
6.2 PRUEBA DE LAS ESPECIFICACIONES.....	182
7. ANÁLISIS DE COSTOS.....	185
8. CONCLUSIONES	187
9. RECOMENDACIONES.....	189
BIBLIOGRAFIA.....	190

LISTA DE CUADROS

pág.

Cuadro 1. Requerimientos de la máquina.....	26
Cuadro 2. Matriz de calidad	26
Cuadro 3. Dimensiones básicas de la rosca ACME para tornillo de potencia.	73
Cuadro 4. Coeficientes dinámicos de rozamiento recomendados.	74
Cuadro 5. Propiedades del acero AISI 304 en solidwork.....	85
Cuadro 6. Módulos normalizados AGMA.....	105
Cuadro 7. Factor de profundidad K1, AGMA	107
Cuadro 8. Fuerzas en los apoyos de eje de la corona.....	151
Cuadro 9. Fuerzas en los apoyos de eje del piñón.	152

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Embutido de longaniza	20
Figura 2. Longaniza	22
Figura 3. Ingredientes de la longaniza	23
Figura 4. Producto final longaniza.....	24
Figura 5. Pistón hidráulico	27
Figura 6. Tapa de acero.....	28
Figura 7. Cilindro de acero.....	28
Figura 8. Boquillas de acero	29
Figura 9. Sistema de funcionamiento de un gato hidráulico	30
Figura 10. Boceto de la alternativa 1	30
Figura 11. Tornillo sin fin y Sistema de funcionamiento de una prensa mecánica.	31
Figura 12. Corona helicoidal y piñón helicoidal.....	32
Figura 13. Boceto de la alternativa 2	33
Figura 14. Cremallera con reductor de velocidad	34
Figura 15. Engranajes rectos.....	35
Figura 16. Boceto de la alternativa 3	35
Figura 17. Tornillo sin fin.....	36
Figura 18. Tren de engranajes rectos	37
Figura 19. Boceto de la alternativa 4	37
Figura 20. Boceto de despiece de la alternativa ganadora	39
Figura 21. Modelado de la máquina en solidwork.....	40
Figura 22. Explosionado de la embutidora.....	40
Figura 23. Explosionado del sistema de transmisión	41
Figura 24. Explosionado del sistema de extrusión.....	42
Figura 25. Engranaje helicoidal, piñón y tuerca	43
Figura 26. Explosionado del bastidor.....	44

Figura 27. Recipiente y báscula para pesaje	46
Figura 28. Boceto de la boquilla.....	48
Figura 29. Boceto del codo	49
Figura 30. Boceto de la tuerca	50
Figura 31. Boceto del ensamblaje del sistema de extrusión	51
Figura 32. Esquema del flujo de la carne en la máquina	52
Figura 33. Esquema del flujo de la carne en la máquina y fuerzas presentes	55
Figura 34. Peso de la masa de carne	57
Figura 35. Ensayo de fricción.....	57
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre para la carne	58
Figura 37. Esquema del flujo de la carne en la máquina	60
Figura 38. Ecuaciones para el cálculo de constantes de pérdida.	62
Figura 39. Ecuación de constante de pérdida para codo.....	63
Figura 40. Ensayo con el prototipo 1	66
Figura 41. Curva fuerzas vs tiempo prototipo 1	67
Figura 42. Ensayo con el prototipo 2	68
Figura 43. Curva fuerzas vs tiempo prototipo 2	69
Figura 44. Bosquejo del tornillo de potencia.	71
Figura 45. Condiciones de apoyo para columnas.	71
Figura 46. Variación en esfuerzo medio cíclico diferente de cero.....	76
Figura 47. Bosquejo del recipiente (tarro).....	82
Figura 48. Recipiente con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)	85
Figura 49. Simulación de esfuerzos sobre el recipiente.....	86
Figura 50. Tapas a presión	88
Figura 51. Uniones para tapas planas	89
Figura 52. Tapa inferior con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)	91
Figura 53. Simulación de esfuerzos sobre la tapa inferior	91
Figura 54. Simulación del factor de seguridad sobre la tapa inferior	92
Figura 55. Bosquejo del émbolo.	93
Figura 56. Diagrama de cuerpo libre para el embolo como viga.....	94

Figura 57. Diagramas de cortante y momento en la viga.....	96
Figura 58. Área transversal del embolo asumida.....	97
Figura 59. Émbolo con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)	98
Figura 60. Simulación de esfuerzos sobre el embolo	99
Figura 61. Simulación del factor de seguridad sobre el embolo.....	99
Figura 62. Bosquejo del embolo final.....	100
Figura 63. Émbolo tipo sándwich con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas).....	101
Figura 64. Simulación de esfuerzos sobre el embolo tipo sándwich.....	101
Figura 65. Simulación del factor de seguridad sobre el embolo tipo sándwich....	102
Figura 66. Boceto de la unión del embolo con el tornillo de potencia.	103
Figura 67. Boceto de la corona-piñón.	104
Figura 68. Dimensiones de la corona-piñón.	106
Figura 69. Diagrama de cuerpo libre para la corona-piñón.....	111
Figura 70. Boceto del eje de la corona.	113
Figura 71. Diagrama de cuerpo libre corona sobre el eje.	113
Figura 72. Diagrama de cuerpo libre eje de la corona.	114
Figura 73. Diagrama de cuerpo libre eje de la corona, plano XY.....	115
Figura 74. Diagrama de fuerza cortante plano XY, eje-corona	116
Figura 75. Diagrama de momento flector plano XY, eje-corona	116
Figura 76. Diagrama de fuerza axial, eje corona.	117
Figura 77. Diagrama de momento torsor, eje corona.....	117
Figura 78. Diagrama de cuerpo libre eje de la corona, plano XZ.....	118
Figura 79. Diagrama de fuerza cortante plano XZ, eje-corona	119
Figura 80. Diagrama de momento flector plano XZ, eje-corona.....	119
Figura 81. Boceto ajuste eje-corona	123
Figura 82. Presiones sobre el eje de la corona.....	125
Figura 83. Presiones sobre el cubo de la corona.....	126
Figura 84. Ajuste corona-eje.....	127
Figura 85. Estado de esfuerzos plano sobre el cubo de la corona	129

Figura 86. Boceto ajuste del eje de la corona con los rodamientos	130
Figura 87. Ajuste eje corona-rodamientos.	131
Figura 88. Catalogo skf del rodamiento 61806	131
Figura 89. Boceto del eje del piñón.....	132
Figura 90. Diagrama de cuerpo libre piñón sobre el eje.	133
Figura 91. Diagrama de cuerpo libre eje del piñón.	134
Figura 92. Diagrama de cuerpo libre eje del piñón, plano XY	134
Figura 93. Diagrama de fuerza cortante plano XY, eje-piñón	135
Figura 94. Diagrama de momento flector plano XY, eje-piñón	136
Figura 95. Diagrama de fuerza axial, eje piñón.....	136
Figura 96. Diagrama de momento torsor, eje piñón.....	136
Figura 97. Diagrama de cuerpo libre eje del piñón, plano XZ	137
Figura 98. Diagrama de fuerza cortante plano XZ, eje-piñón.	138
Figura 99. Diagrama de momento flector plano XZ, eje-piñón.....	138
Figura 100. Boceto ajuste eje-piñón	142
Figura 101. Presiones sobre el eje del piñón.....	144
Figura 102. Presiones sobre el cubo del piñón.....	145
Figura 103. Ajuste piñón-eje.....	146
Figura 104. Estado de esfuerzos plano sobre el cubo del piñón.	148
Figura 105. Boceto ajuste del eje del piñón con los rodamientos	149
Figura 106. Ajuste eje piñón-rodamientos.	150
Figura 107. Catalogo skf del rodamiento 61806	150
Figura 108. Perfiles abiertos normalizados – perfil U.....	152
Figura 109. Boceto de las columnas del bastidor.	153
Figura 110. Modelado de las columnas del bastidor.....	154
Figura 111. Boceto de la viga inferior	155
Figura 112. Boceto de la viga superior.	156
Figura 113. Modelado en solidwork de las vigas.	156
Figura 114. Modelado en solidwork del bastidor.....	157
Figura 115. Cargas sobre los tornillos	157

Figura 116. Bastidor con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas).	161
Figura 117. Simulación de esfuerzos sobre el bastidor.	162
Figura 118. Simulación del factor de seguridad sobre el bastidor.	163
Figura 119. Manivela de un molino de grano.	164
Figura 120. Boceto de la manivela.	165
Figura 121. Doblado de la lámina de acero inoxidable.	166
Figura 122. Doblado y formado con rodillos de la lámina de acero inoxidable. ...	167
Figura 123. Soldado del cilindro de acero inoxidable.	168
Figura 124. Unión de los discos al codo y tubo mediante soldadura.	169
Figura 125. Maquinado de la tuerca y la rosca del codo.	169
Figura 126. Unión del codo y la tapa inferior con soldadura.	170
Figura 127. Unión de las chavetas al tarro con soldadura.	170
Figura 128. Torneado del tornillo de potencia y unión del embolo al mismo.	172
Figura 129. Fabricación de los ejes.	173
Figura 130. Fabricación de las columnas y montaje sobre la platina.	174
Figura 131. Fabricación de las vigas.	175
Figura 132. Juego de engranajes cónicos helicoidales.	176
Figura 133. Ensamblaje de los ejes.	177
Figura 134. Ensamblaje de la máquina paso por paso.	178
Figura 135. Máquina final.	179
Figura 136. Preparación de la máquina con la materia prima para embutir.	180
Figura 137. Prueba final de la máquina realizando el embutido.	181
Figura 138. Peso total de la máquina.	182
Figura 139. Fuerza necesaria para el funcionamiento de la máquina.	183
Figura 140. Ficha técnica de la máquina.	184
Figura 141. Cotización de una máquina embutidora en el mercado.	186

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Nombres de los subsistemas de la figura 22	41
Tabla 2. Resultados del dimensionamiento del tanque.....	47
Tabla 3. Resultados de las velocidades.....	53
Tabla 4. Resultados del dimensionamiento de la corona-piñón.....	110
Tabla 5. Dimensiones y áreas de esfuerzo para roscas métricas bastas y finas .	158
Tabla 6. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en mm.	159
Tabla 7. Catálogo de tornillos hexagonales para estructuras.	160
Tabla 8. Costos de fabricación.....	185

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos y pueden visualizarlos en la Base de datos de la Biblioteca UIS)

Anexo A. Resolución minsa ludps 4142 de 2012

Anexo B. Catalogo SKF

Anexo C. Catalogo O'ring

Anexo D. Catalogo Clavos y Tornillos

Anexo E. Catalogo Tornillería Acero Inoxidable

Anexo F. Planos Maquina Embutidora de Longaniza

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EMBUTIDORA DE LONGANIZA PARA LA COMUNIDAD DEL MUNICIPIO DE SABOYA*

AUTOR: FABIAN PEÑALOZA PARADA
JONNY ALEXANDER SOTELO SANCHEZ**

PALABRAS CLAVE: Embutidora, longaniza, diseño, construcción

DESCRIPCIÓN:

En la actualidad el mercado alimenticio es un sector el cual crece cada día más, ofreciendo nuevas oportunidades de emprendimiento a medianos y pequeños productores, todo debido a la creciente demanda de productos cárnicos, sin embargo, estas últimas presentan desventaja frente a las empresas ya establecidas en la industria, puesto que la mayoría de su producción se realiza manualmente, trayendo consigo una baja competitividad en el costo final del producto, por lo tanto, este proyecto se enfoca en el diseño y construcción de una máquina que facilite el proceso de embutir longaniza, aportando a la comunidad de Saboya un diseño de bajo costo que permita reducir los tiempos de producción, lo que repercute directamente en el precio final de la longaniza, haciendo que esta tenga más competitividad en el mercado, al tener un costo más asequible al público, dicha máquina se compone de 3 subsistemas principales, el subsistema de extrusión que consta de un recipiente, un codo y la boquilla, el subsistema de transmisión de potencia que consta de un tornillo de potencia impulsado por un juego de engranajes cónicos helicoidales y el subsistema estructural, a todos estos se les realizan los correspondientes modelos matemáticos, los cuales sirven de guía en la elección de las dimensiones óptimas y los materiales necesarios para que el sistema mecánico funcione con la mejor relación de calidad-costos, sin que el mecanismo llegue a fallar a la hora de entrar en operación, todo esto, teniendo en consideración la norma INVIMA para el tratamiento de alimentos de consumo humano.

*Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon. Magister en Ingeniería Mecánica.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A STUFFING MACHINE
SAUSAGE FOR THE COMMUNITY OF THE MUNICIPALITY OF SABOYA*

AUTHOR: FABIAN PEÑALOZA PARADA
JONNY ALEXANDER SOTELO SANCHEZ**

KEY WORDS: Stuffer, sausage, design, construction

DESCRIPTION:

Currently, the food market is a sector that is growing more and more every day, offering new entrepreneurial opportunities to medium and small producers, all due to the growing demand for meat products, however, these last ones have a disadvantage compared to already established companies in the industry, since most of their production is done manually, bringing with it a low competitiveness in the final cost of the product, therefore, this project focuses on the design and construction of a machine that facilitates the sausage stuffing process, providing the community of Saboya with a low-cost design that allows to reduce the production times, which has a direct impact on the final price of the sausage, making it more competitive in the market, as it is more affordable for the public, said machine is composed of 3 main subsystems, the extrusion subsystem consisting of a container, an elbow and the nozzle, the power transmission subsystem which consists of a power screw driven by a set of helical bevel gears and the structural subsystem, all of these are made the corresponding mathematical models, which serve as a guide to choose the optimal dimensions and the materials necessary for the mechanical system to work with the best quality-cost ratio, without the mechanism failing when it comes into operation, all this, taking into account the INVIMA standard for the treatment of food for human consumption.

*Degree work

**Faculty of Physical-Mechanical. School of Mechanical Engineering. Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon. Master in Mechanical Engineering.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, el sector alimenticio es un mercado el cual está altamente industrializado por grandes empresas alrededor del mundo, las cuales garantizan un producto de alta calidad y apto para el consumo humano, frente a estas empresas, Colombia es un país que no posee mucha industrialización para ponerse al frente, debido a esto, no se tienen grandes empresas que compitan en este mercado.

En los últimos años, la demanda de alimentos crece cada vez más, debido a que es una necesidad vital para el ser humano, por este hecho surgen pequeños emprendimientos los cuales pretenden suplir esta necesidad, pero se encuentra con el problema que, estas no pueden fabricar los alimentos a un nivel competitivo, debido a que, no tienen los recursos necesarios para acceder a máquinas avanzadas que les ayuden a reducir los costos de producción.

El altiplano cundiboyacense es conocido por la elaboración de longaniza, donde se evidencia el bajo nivel de industrialización, lo que se traduce en poca competitividad en el sector, con el propósito de reducir esta brecha en el mercado, se realiza este proyecto, aportando a la comunidad una máquina embutidora de longaniza a un bajo costo y de fácil acceso, en la cual permita a las pequeñas microempresas aumentar la producción en un menor tiempo e ir mejorando sus utilidades para que sigan creciendo, brindando a futuro más empleos, adicionalmente permite al producto final tener un menor contacto físico con los operarios, lo que hace que la calidad del producto sea mucho mayor.

1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con el diseño y construcción de una máquina embutidora de longaniza de bajo costo y buena calidad para la comunidad del municipio de Saboya, participando en el cumplimiento de la misión institucional de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander, brindando soluciones a necesidades del entorno.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar una máquina que cumpla con los siguientes requerimientos:
 - Capacidad de embutido aproximado de 5kg/h – 10kg/h
 - Diámetro aproximado de las boquillas de 2.5cm – 3.5cm
 - Longitud de embutido de 50cm – 100cm
- Construir la máquina que cuente con los siguientes subsistemas:
 - Sistema de alimentación
 - Sistema de extrusión
 - Sistema de recolección
- Cumplir con la norma de sanidad (INVIMA) para la fabricación de la maquina
- Realizar pruebas de funcionamiento y de viabilidad.

2. MARCO TEORICO

2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Una de las grandes Empresas en la industria a nivel mundial, son las del sector alimenticio, ya que estas generan una buena rentabilidad para la misma, sacando productos al mercado aptos para el consumo humano y de buena calidad, la demanda de alimentos ha crecido a un ritmo acelerado, debido en parte a la gran publicidad que se les hacen a dichos productos, ya sea por medios televisivos o por otras plataformas, también cabe recalcar que otra causa es el aumento de la población mundial junto con su creciente consumismo. Dichas empresas compiten por quedarse con el monopolio del mercado alimenticio, las cuales causan una mejora continua en su proceso de producción.

En Colombia existen microempresas y pequeños emprendimientos en este campo de la industria, las cuales están en plena industrialización, lo cual hace que se tenga un amplio margen de mejora para llegar a competir en el mercado con productos de alta calidad y de bajo costo, esto los lleva a mejorar su producción con maquinaria que produzca una reducción del costo en el proceso de fabricación y con esto aumentar el porcentaje en las ganancias finales, lo que conlleva a su crecimiento.

Desde hace mucho tiempo en el departamento de Boyacá se ha caracterizado por tener un producto típico de la región, el cual es la longaniza, dicho producto es fabricado por pequeñas Empresas y emprendimientos de la comunidad, y se ha convertido en la fuente de ingreso de pequeñas familias que se dedican a su producción, con el paso del tiempo el consumo de la longaniza ha aumentado considerablemente haciéndolo un negocio muy rentable, esto se debe en gran parte al turismo que atrae Boyacá.

La longaniza es un embutido el cual es fabricado a mano por la comunidad de Saboya haciéndolo un problema debido a su creciente demanda, ya que no se cuenta con maquinaria la cual facilite el proceso para una mayor elaboración del producto, lo que conlleva a esta comunidad a tener la necesidad de ampliar su producción adquiriendo una máquina de bajo costo y de fácil operación, en consecuencia, se propone el diseño y construcción de una máquina embutidora de longaniza con la que permita suplir la necesidad a la hora de realizar la fabricación del producto, cumpliendo con los estándares de calidad y de salubridad.

Figura 1. Embutido de longaniza



Fuente: OLVERA, Luisa. Como hacer chorizo casero [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://luisaolvera.com/c-mo-hacer-chorizo-casero-curado-y-fresco/>

2.2 JUSTIFICACIÓN

La manera más efectiva que tienen las microempresas de aumentar su producción, es optimizar la mano de obra, para esto se realiza la adquisición de una máquina que le permita realizar dicho proceso de forma rápida, efectiva y generando una reducción de costos en el producto final, esto se traduce en un crecimiento para las pequeñas Empresas debido al aumento en la capacidad de producción, logrando así tener una mayor participación en el mercado haciendo que esta sea competitiva frente a otras ya establecidas en el sector comercial.

Por esto se realizará el diseño y construcción de una máquina embutidora de longaniza para la comunidad de Saboya, con el propósito de mejorar el tiempo que se emplea para fabricar el producto, esto trae consigo consecuencias positivas, ya que aumenta la productividad haciendo que los recursos que se invierten para la fabricación de la longaniza bajen considerablemente, también mejora sustancialmente las condiciones de trabajo para las personas que llevaban a cabo el proceso manualmente, permitiendo que la microempresa pase de un campo artesanal a uno más industrial.

Esta máquina debe ser asequible y de buena calidad, permitiendo a la comunidad mejorar el costo en el producto final, ya que esto atrae a los clientes, pero sin dejar de lado la calidad que se obtiene del producto hecho a mano, pero producida con un tiempo relativamente largo, de modo que ocasiona una pérdida de tiempo sustancial, lo cual se traduce en un aumento de los costos finales de la longaniza, con esta calidad permite que los clientes encuentren un muy buen producto para su consumo, por lo tanto, se hace imprescindible mantener esos estándares.

Con esta solución se da un aporte tecnológico a la comunidad que trabaja en el sector de la longaniza, ya que en el mercado no se encuentra un producto específico para dicho proceso.

2.3 CONCEPTOS GENERALES

2.3.1 ¿Qué son los embutidos? “En general, se entiende por embutidos aquellos productos y derivados cárnicos preparados a partir de una mezcla de carne picada, grasas, sal, condimentos, especias y aditivos,”¹ “La mezcla cárnica es embutida en envolturas (tripas) naturales o artificiales para proporcionar forma, aumentar la consistencia y para que se pueda someter el embutido a tratamientos posteriores.”²

2.3.2 Longaniza. “Se trata de un embutido largo y angosto, originario de España, que está relleno de una mezcla de carne de cerdo picada y condimentada con especias. Dependiendo del lugar donde se elabore, se puede sustituir la tripa por una envoltura sintética. Aunque generalmente se consume cocida, también se puede comer cruda, siempre y cuando se haya dejado curar (secar al aire durante varios meses). De no ser así, se debe cocinar frita si está fresca y recién hecha.”³

Figura 2. Longaniza



¹ COLMENERO, Jimenez y SANTAOLALLA, Carballo. Principios básicos de elaboración de embutidos. [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) Disponible en: https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/hojas/hd_1989_04.pdf

² MURILLO, Daniel. Elaboración de salchichas. embutidos. [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/237813888/Elaboracion-de-Salchichas>

³ MELARA, Josselin. qué es la longaniza y cuál es su diferencia con el chorizo. [en línea]. 2020. (recuperado el 17 de enero 2022) Disponible en: <https://www.cocinafacil.com.mx/tips-de-cocina/que-es-la-longaniza-y-cual-es-su-diferencia-con-el-chorizo/>

2.3.3 Proceso de elaboración de la longaniza. La fabricación de la longaniza consta de distintos ingredientes:

- Carne de cerdo
- Cerveza
- especias
- Cebolla larga
- Condimentos
- Tripa de cerdo
- Ajos
- Sal

Figura 3. Ingredientes de la longaniza



Para elaborar la longaniza, se pasa por una serie de procesos los cuales son:

1. La carne de cerdo se corta en pequeños trozos y se coloca en un recipiente con cerveza para dar un mejor sabor.
2. Se prepara una mezcla de cebolla picada, ajos machucados y condimentos.
3. Se colocan todos los ingredientes en un recipiente y se revuelve hasta que los ingredientes queden bien mezclados.

4. Se procede a embutir esta mezcla en la tripa de cerdo, no sin antes atar uno de sus extremos para que la carne no se salga, dicho proceso se lleva a cabo con manualmente, empujando la mezcla dentro de la tripa.
5. Se deja curar durante varios días.

Figura 4. Producto final longaniza



3. DISEÑO CONCEPTUAL

Debido a que en el mercado no es muy común encontrar una máquina que se adecue a los requerimientos del cliente y que esta sea de un costo accesible para su adquisición, se hace necesario el diseño y construcción de una máquina embutidora, con la finalidad de minimizar el tiempo que conlleva la producción de la longaniza, obteniendo un dispositivo de alta calidad y de fácil uso, teniendo la posibilidad de adecuarse a la tripa de cerdo dependiendo de su tamaño.

Con lo mencionado se realizó un estudio para poder seleccionar las diferentes alternativas por medio de la realización de un, despliegue de función calidad (QFD).

3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD

3.1.1 Requerimientos del Consumidor. Se realiza una lista con los requerimientos básicos, los cuales tienen mayor importancia para consumidor:

- Capacidad de embutido aproximado de 5kg/h – 10kg/h
- Diámetro aproximado de las boquillas de 2.5cm – 3.5cm
- Longitud de embutido de 50cm – 100cm
- Fácil limpieza
- Fácil de transportar
- Económica
- Resistencia a la corrosión
- Fácil operación

3.1.2 Organización de Requerimientos

Cuadro 1. Requerimientos de la máquina

ASPECTO	TAMAÑO REDUCIDO: de fácil transporte BUEN ASPECTO
OPERACIÓN Y USO	PROCESO CONTINUO: Trabajo constante durante el tiempo, garantizando obtener la misma calidad de producto final. POCO MANTENIMIENTO: maquina compacta, fácil limpieza, fácil de armar, fácil de desarmar, repuestos fáciles de obtener.
VIDA UTIL	RESISTENTE A LA OXIDACION Y DESGASTE: Piezas de contacto con el producto, debido a la higiene.

Fuente: elaboración propia

3.2 Matriz De Calidad

Cuadro 2. Matriz de calidad

matriz de calidad								
			subsistema de alimentacion		sistema de extrucion		sistema de recoleccion	
aspecto	tamaño reducido	9	27	3	81	9	27	3
	buen aspecto	4	28	7	0	0	28	7
	economica	10	90	9	90	9	70	7
operación y uso	seguridad	2	0	0	14	7	6	3
	facil de trasportar	1	7	7	3	3	9	9
	facil uso	7	0	0	49	7	49	7
	rapida	5	15	3	45	9	45	9
	calidad	8	0	0	56	7	56	7
vida de la maquina	poco mantenimiento	3	9	3	27	9	0	0
	resistente a la oxidacion	6	42	7	18	3	42	7
total			218		383		332	

Fuente: elaboración propia

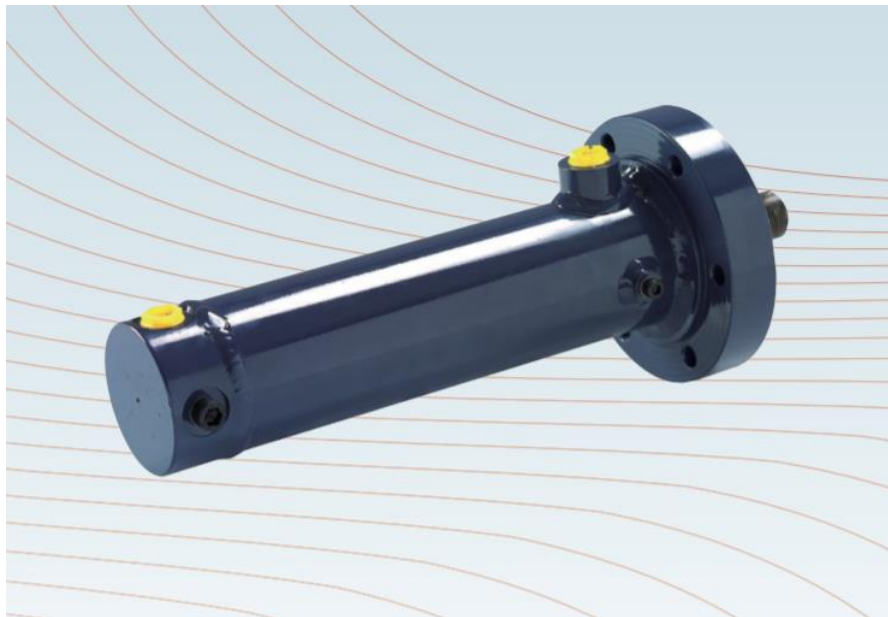
3.3 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

3.3.1 Alternativa 1.

- Disposición de montaje: horizontal
- Sistema de extrusión: de pistón hidráulico
- Sistema de potencia: por bombeo manual
- Sistema de alimentación: tapa de bisagra

Para esta alternativa se va a colocar un pistón hidráulico (ver figura 5) como sistema de empuje, ya que estos pistones son muy utilizados en máquinas en las cuales se requiera una gran fuerza de empuje por lo que estos solo soportan carga axial, para el montaje de esta máquina el pistón va a hacer la tarea de empujar y hacer fluir la carne atreves de una boquilla para realizar el embutido.

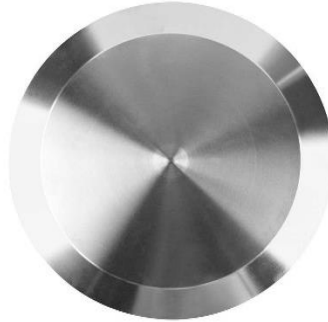
Figura 5. Pistón hidráulico



Fuente: GLUAL HDRAULICA, cilindros hidráulicos [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://www.glual.com/pdf/catalogos/catalogo_KZ_KP_K.pdf

El vástago del pistón va unido a un disco de acero inoxidable (figura 6), el cual estará en contacto directo con la carne que se va a embutir, y este a su vez se deslizará por un cuerpo en forma de cilindro (figura 7), donde estará toda la carne lista para pasar por la boquilla extrusora.

Figura 6. Tapa de acero



Fuente: Rubber fab, tapas de acero inoxidable [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://rubberfab.com/es/products/hose-fittings-adapters/stainless-steel-end-caps/>

Figura 7. Cilindro de acero



Fuente: Airsoft y equipación profesional, cilindro de acero inoxidable [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://airsoftyequipacionprofesional.com/cilindro-acero-inoxidable-g3-m16a2-ak-100-cilindros/1820>

El orificio de extrusión será una pequeña abertura al final del cilindro, la cual será adaptable para diferentes tipos de boquillas según su diámetro como se muestra en la siguiente imagen.

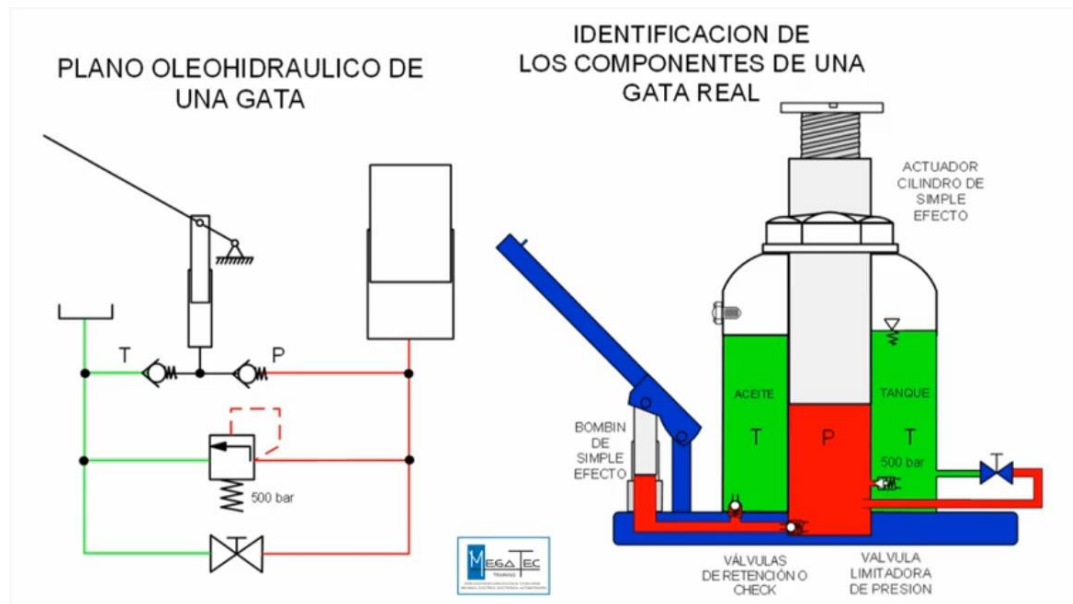
Figura 8. Boquillas de acero



Fuente: Boquillas de acero [en línea]. (Recuperado el 10 de diciembre 2020) disponible en: https://www.kblognews.com/index.php?main_page=product_info&products_id=64064

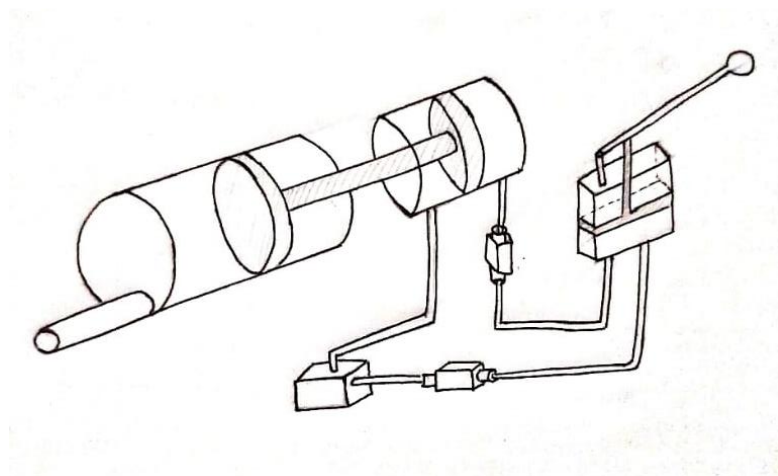
El bombeo para mover el vástago del pistón, se hará mediante un mecanismo manual, el cual será muy similar al de un gato hidráulico (figura 9), el cual hace uso de un pequeño sistema de bombeo que es fácilmente accionado por la acción humana incrementando la fuerza en el pistón de salida, este sistema va acompañado de 2 válvulas anti retorno que evitan que el fluido se devuelva al tanque.

Figura 9. Sistema de funcionamiento de un gato hidráulico



Fuente: MEGATEC TRAINING SAC, Plano oleo hidráulico de una gata [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=GVJwwkxHxSU&ab_channel=MegatecTrainingS.A.C

Figura 10. Boceto de la alternativa 1



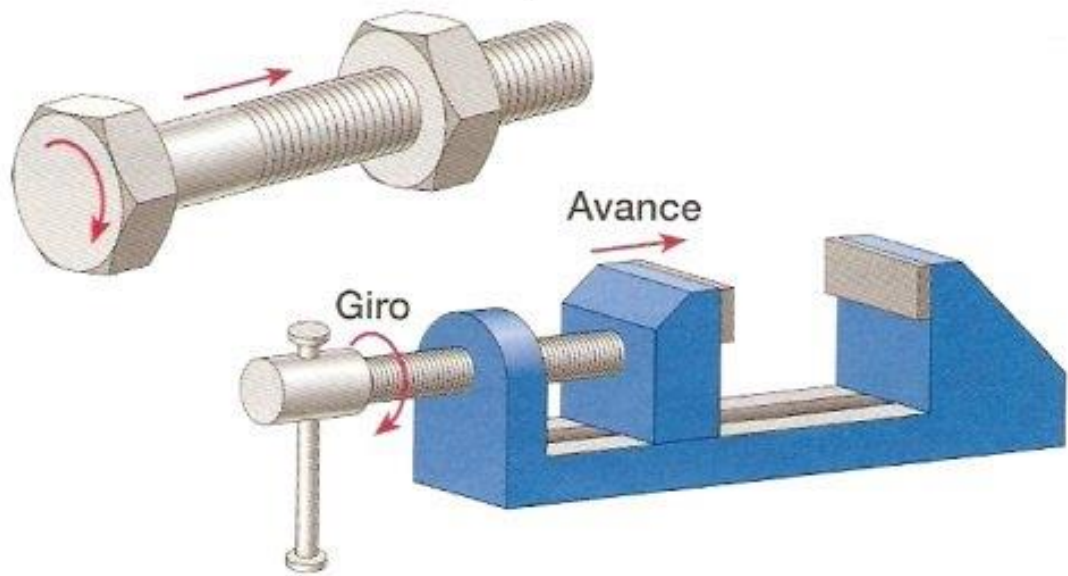
En la figura 10, se muestra el boceto de cómo quedaría la máquina para su posterior diseño.

3.3.2 Alternativa 2.

- Disposición de montaje: horizontal
- Sistema de extrusión: tornillo sin fin
- Sistema de potencia: conmutable por tornillo conectado a engranajes accionado manualmente o con motor eléctrico
- Sistema de alimentación: tapa de bisagra

El sistema contenedor para la carne, y las boquillas de extrusión, serán las mismas planteadas anteriormente, con la diferencia que el mecanismo para realizar dicha extrusión cambia de un pistón hidráulico a un tornillo sin fin (figura 11), el cual está unido a una tapa de acero (figura 6) que empuja la carne, este tornillo engrana con una tuerca la cual gira y permite el avance del tornillo.

Figura 11. Tornillo sin fin y Sistema de funcionamiento de una prensa mecánica



Fuente: Mecanismos, manivela con tornillo y tuerca [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://sites.google.com/site/mec04blanco/tema-2-elementos-de-maquinas/2-8-manivela-con-tornillo-y-tuerca>

La tuerca será soldada a una corona helicoidal (figura 12) para poder ser accionada con un piñón helicoidal la que a su vez estará conectada con una manivela o motor para que el mecanismo pueda ser accionado.

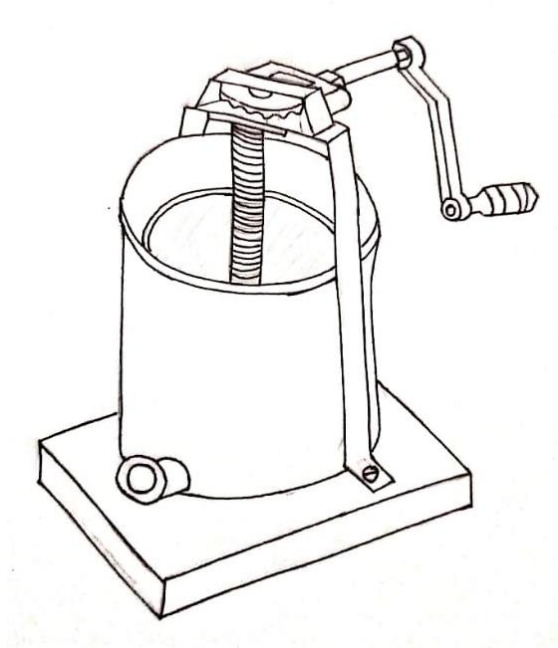
Figura 12. Corona helicoidal y piñón helicoidal



Fuente: Zhuzhou gears auto parts, engranaje para la caja de la transmisión [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <http://spanish.helical-bevelgear.com/sale-10976222-dana-ring-and-pinion-gears-crown-wheel-pinion-gear-for-transmission-box.html>.

A continuación, se muestra en la figura 13 un primer vistazo de cómo quedaría la máquina para su posterior diseño.

Figura 13. Boceto de la alternativa 2

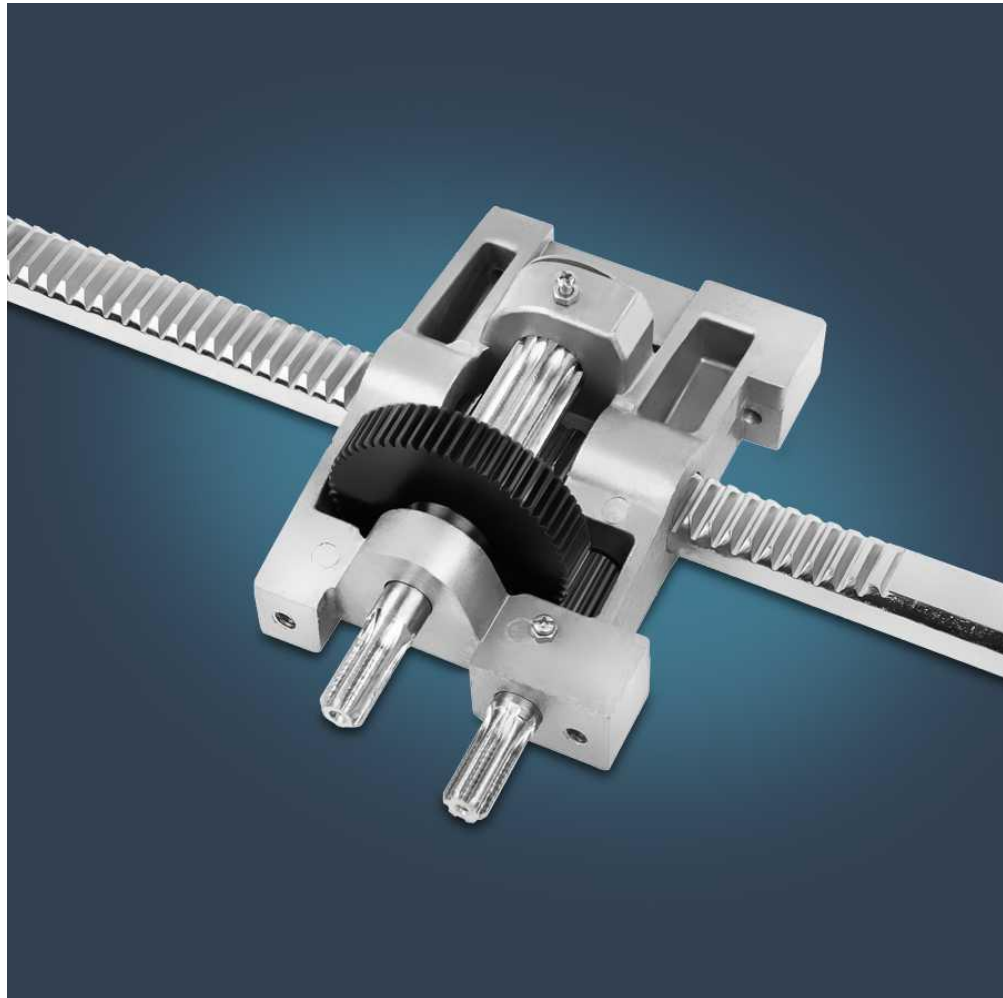


3.3.3 Alternativa 3.

- Disposición de montaje: horizontal
- Sistema de extrusión: cremallera
- Sistema de potencia: por cremallera conectado a engranajes accionados manualmente
- Sistema de alimentación: tapa de bisagra

Para esta alternativa se intercambiará el mecanismo que acciona el sistema de extrusión por una cremallera (figura 14) que conecta con la tapa de acero, la cual está en contacto con la carne, y hace que esta pase por la boquilla de extrusión, esta cremallera será accionada por un par de engranajes rectos unidos a una manivela, los cuales transmitirán la potencia que se genera por la acción humana por medio de la manivela, generando así movimiento en la cremallera que ejercerá fuerza sobre la tapa de extrusión.

Figura 14. Cremallera con reductor de velocidad



Fuente: Caja de transmisión engranaje cremallera [en línea]. (Recuperado el 10 de diciembre 2020) disponible en: http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1102/html/1_pincremallera.html

En esta alternativa los engranajes son rectos (figura 15) estos son los más típicos y de mayor abundancia en el mercado, muy utilizados para hacer una reducción en la velocidad de entrada, pero aumentando el torque en la salida. Lo cual trae beneficios, ya que la activación de la máquina es de forma manual.

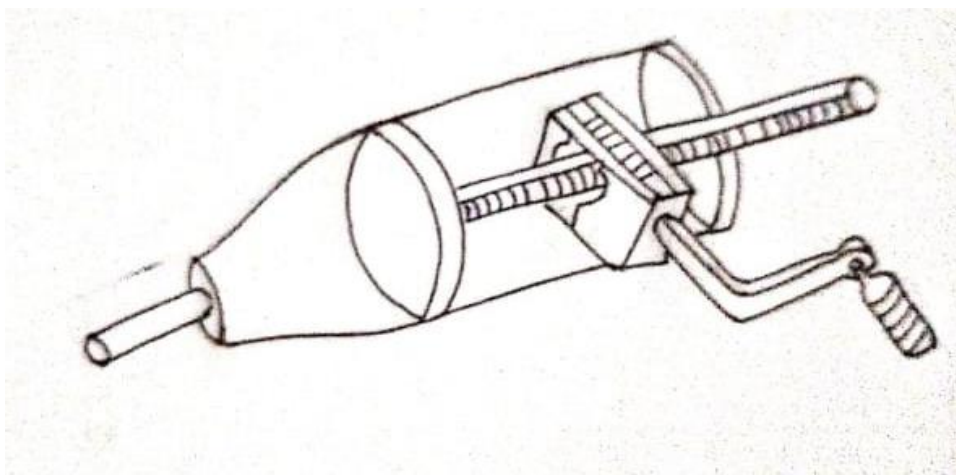
Figura 15. Engranajes rectos



Fuente: 123RF, Representación 3d de tres engranajes rectos de diversos tamaños en la vista delantera aislada en un fondo blanco. [En línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://es.123rf.com/photo_89423736_representaci%C3%B3n-3d-de-tres-engranajes-rectos-de-diversos-tama%C3%B1os-en-la-vista-delantera-aislada-en-un-fondo-.html

A continuación, se muestra una figura la cual da un primer vistazo de cómo quedaría la máquina para su posterior diseño.

Figura 16. Boceto de la alternativa 3



3.3.4 Alternativa 4.

- Disposición de montaje: horizontal
- Sistema de extrusión: tornillo sin fin
- Sistema de potencia: motor con engranajes
- Sistema de alimentación: tapa de bisagra

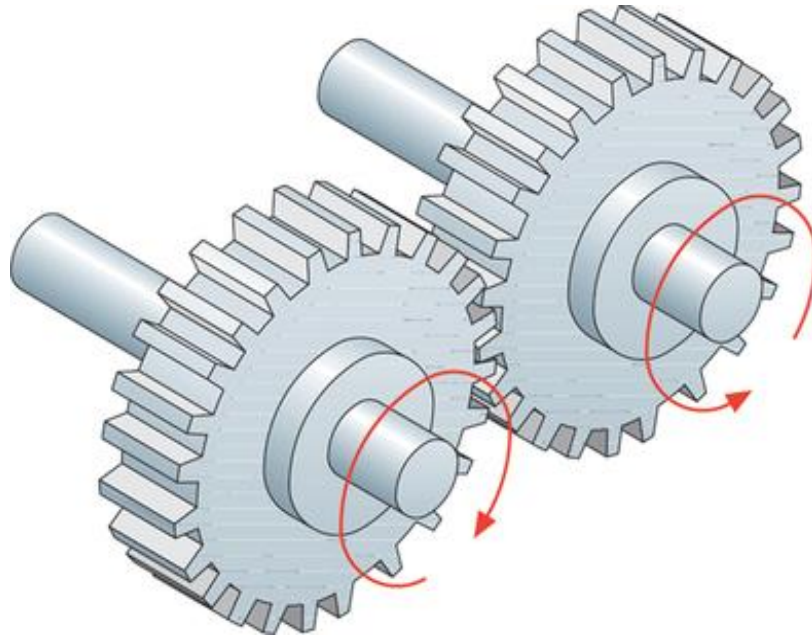
En esta opción se intercambia el émbolo que permite la extrusión de la carne por un tornillo sin fin (figura 17), este tornillo permitirá que la carne ingrese a la boquilla de extrusión simplemente haciéndolo rotar sobre su eje, uno de sus extremos será solidario con un engranaje recto (figura 18) para la transmisión del movimiento, este conectara con otro engranaje que a su vez es solidario con el eje del motor eléctrico. El cuerpo del sistema será muy parecido a los anteriores con un cilindro para conducir la carne hacia la boquilla y a esto se le añade un soporte para que el eje del tornillo sin fin, no se salga del cuerpo.

Figura 17. Tornillo sin fin



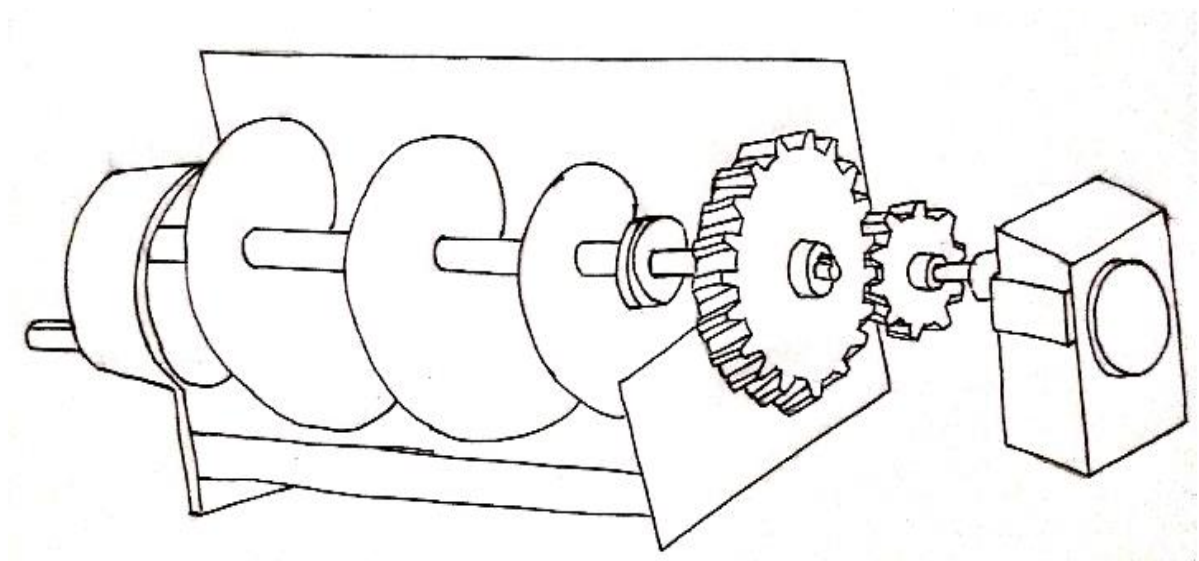
Fuente: MODESTI, Nicolás, Engranajes o Ruedas Dentadas [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://laescuelatecnica.jimdofree.com/ruedas-dentadas/>

Figura 18. Tren de engranajes rectos



Fuente: Atmos, Tornillo sin fin con eje para los transportadores DRA50 [en línea].
(Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en:
<https://www.atmos.eu/spanish/nahradni-dily-279>

Figura 19. Boceto de la alternativa 4



3.4 MATERIAL PARA REALIAZAR MAQUINA CUMPLIENDO LA NORMA

Es muy bien sabido que los materiales que van a entrar en contacto directo con comida para consumo humano, deben cumplir con la norma establecida en Colombia por el instituto nacional de vigilancia de medicamentos y alimentos (INVIMA)⁴, la cual en su resolución 4142 del 2012, infiere el reglamento técnico sobre los requisitos sanitarios que deben llevar los materiales en contacto con la comida, que para este caso son materiales metálicos. La cual dice que podrán ser utilizados materiales que, tengan aleaciones inoxidables en su estructura, y además que, si van a estar en contacto directo con comida, tendrán que ser pulidos con un acabado espejo sin dejar poros ni lugares donde se pueda almacenar restos de comida.

El acero es el material más popular en la industria, siendo una rama de este el acero inoxidable el cual es el idóneo para este tipo de máquinas. En Colombia el material más abundante y económico encontrado en el mercado es el acero inoxidable 304 por lo que se utilizara este material para las piezas que estarán en contacto con la carne.

3.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

La mejor alternativa es la segunda porque es más económica con respecto al resto debido a que consiste en un sistema de engranajes simples unido a un tornillo sin fin y en el mercado hay una gran variedad de estas. Lo que se traduce en un mejor acople con respecto a las especificaciones dadas

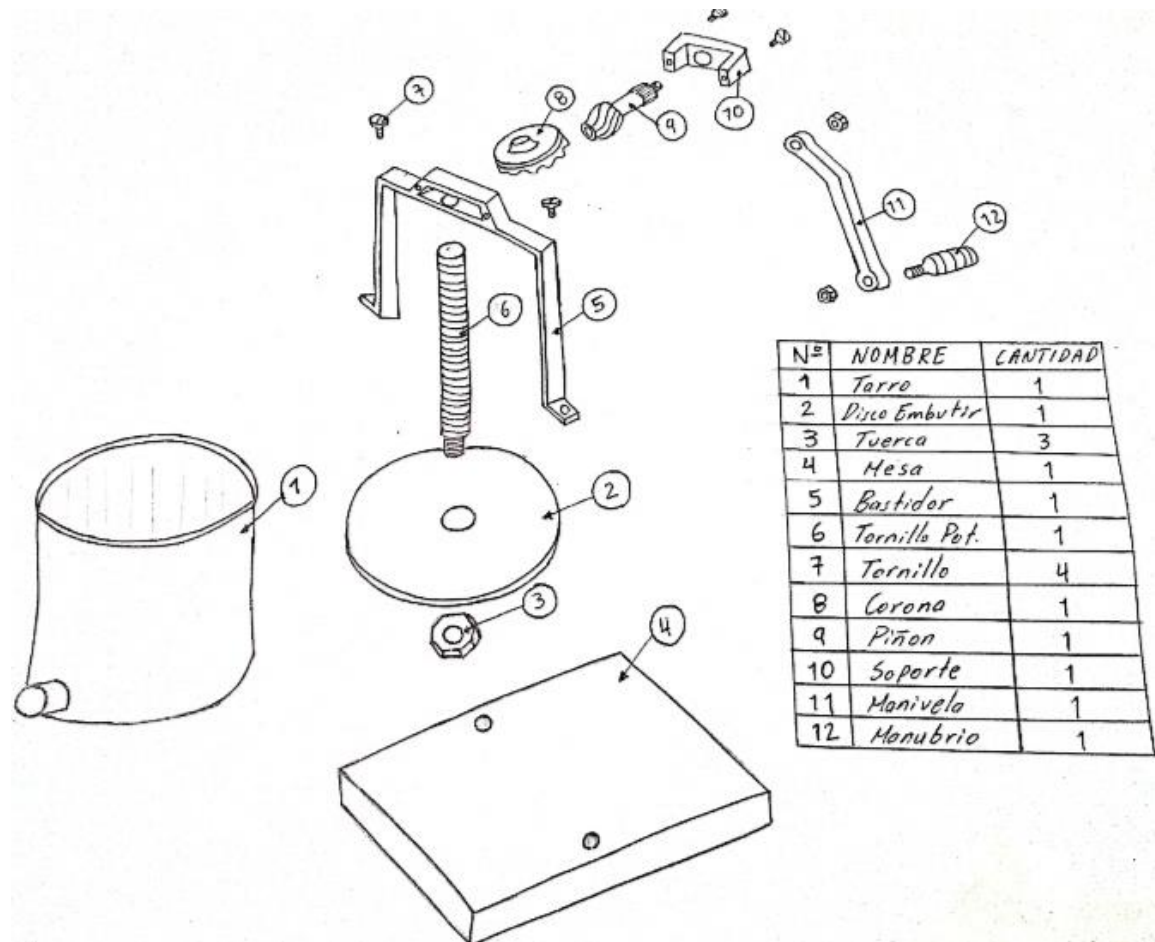
También tiene la ventaja de que su mantenimiento es más fácil de realizar ya que los repuestos son genéricos.

⁴ INVIMA. 4142.Dada en Bogotá, D. C., a 7 de diciembre de 2012.Disposiciones analizadas por Avance Jurídico Casa Editorial Ltda.2021

3.6 ESPECIFICACIÓN DE ALTERNATIVA GANADORA

En seguida se muestra el boceto más detallado de la alternativa ganadora, y de su posible diseño final a modo de despiece.

Figura 20. Boceto de despiece de la alternativa ganadora



3.6.1 Modelado de la maquina embutidora en solidwork. Se procede a hacer un modelado mediante la ayuda del software de diseño en 3D solidwork para plasmar mejor la idea y con esto comenzar el dimensionamiento de todas las partes.

Figura 21. Modelado de la máquina en solidwork

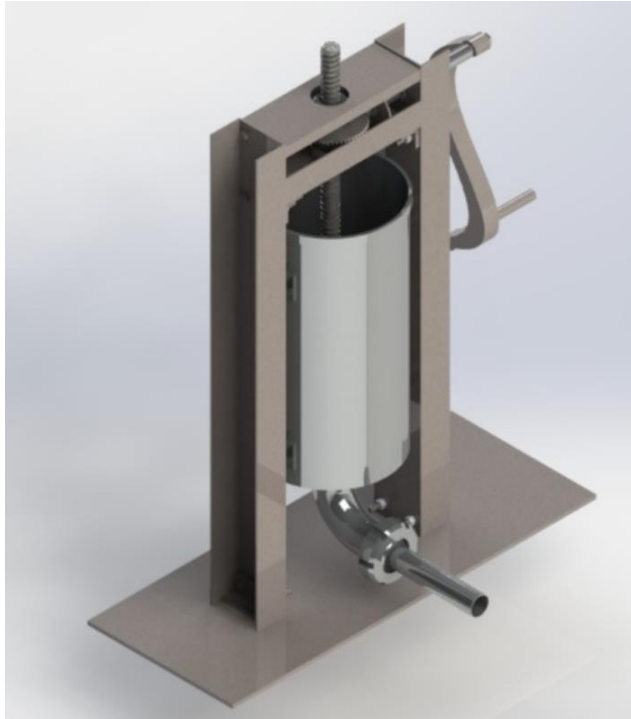


Figura 22. Explosionado de la embutidora

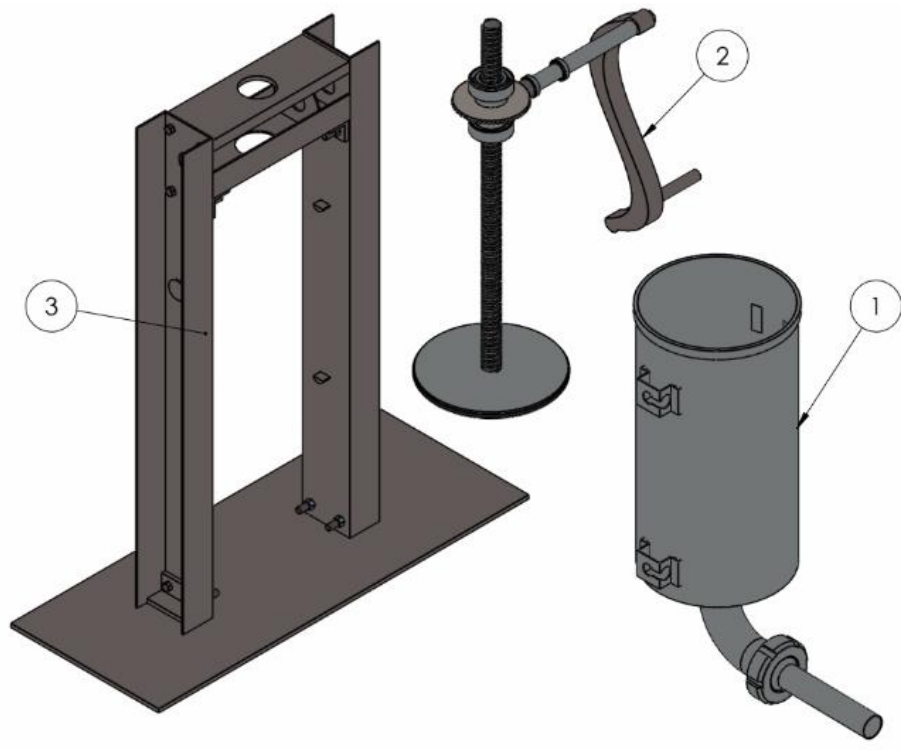
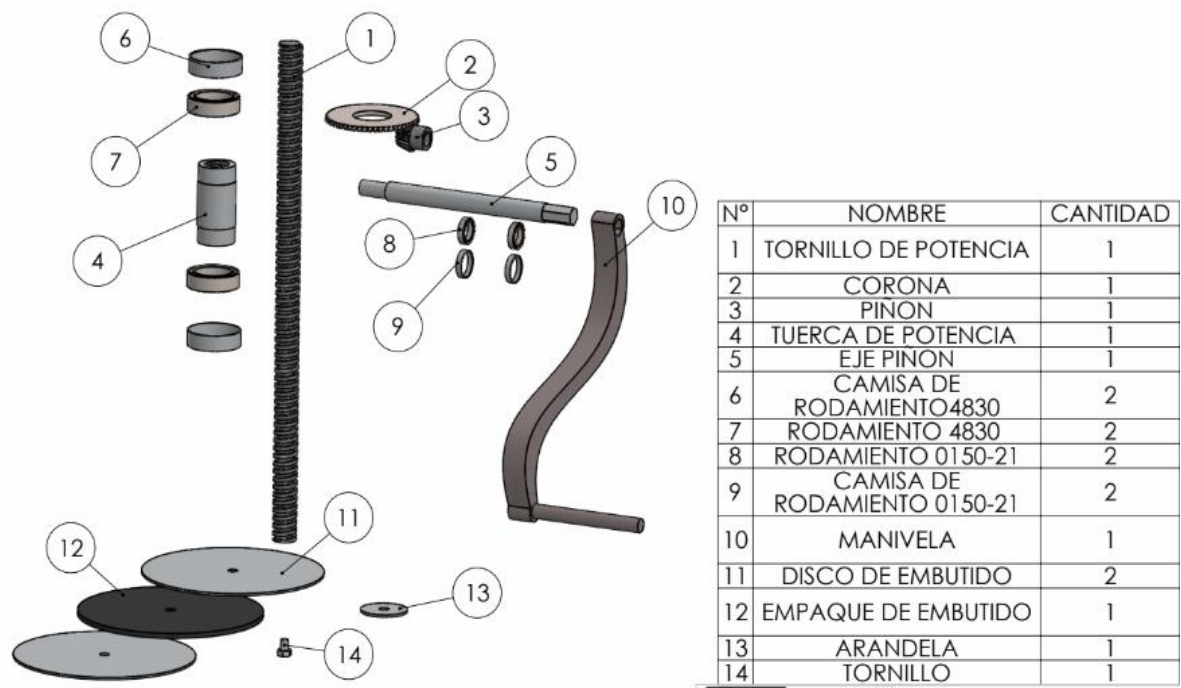


Tabla 1. Nombres de los subsistemas de la figura 22

Tabla explicativa	
1	sistema de extrusión
2	sistema de transmisión
3	bastidor

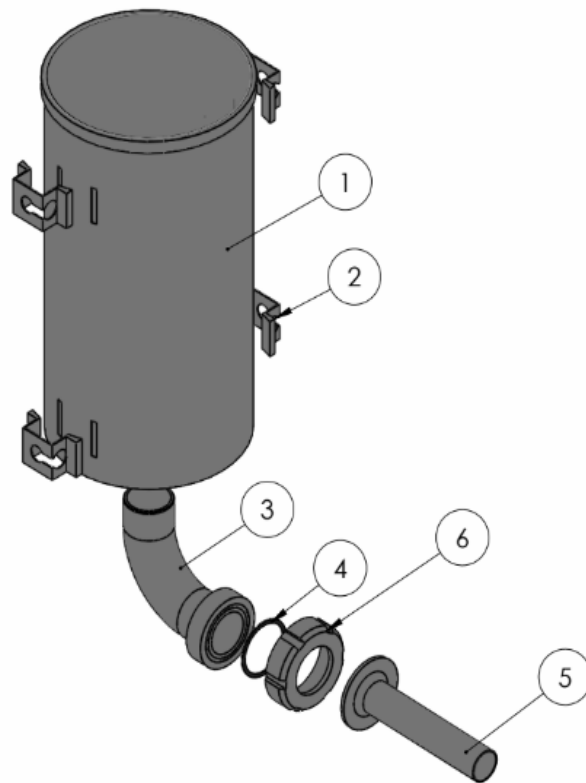
3.6.2 Sistema de trasmisión de potencia. Se planea usar una manivela, ya que el principio de accionamiento de la máquina será manual, aplicando la fuerza humana para realizar el movimiento, este estará unido por medio de un eje a un piñón helicoidal el cual se acopla a una corona helicoidal, esta corona lleva en su centro fija una tuerca de potencia, la cual permite que el tornillo sin fin suba y baje, la velocidad de desplazamiento de este tornillo influirá en la velocidad de extrusión final, ya que está conectado al émbolo que empuja la materia prima hacia las boquillas.

Figura 23. Explosionado del sistema de transmisión



3.6.3 Sistema de extrusión. La extrusión será realizada por un émbolo el cual hace una fuerza sobre la carne para hacerla fluir (figura 23, parte 11), este subsistema se compone de un recipiente de acero inoxidable en el cual se aloja la materia prima y en su extremo tiene una abertura donde está acoplado un codo el cual hará el empalme para insertar boquillas de diferente tamaño según sea la necesidad.

Figura 24. Explosionado del sistema de extrusión



Nº	NOMBRE	CANTIDAD
1	TARRO EMBUTIR	1
2	SOPORTE	4
3	CODO	1
4	EMPAQUE O'RING	1
5	TUERCA	1
6	BOQUILLA	1

3.6.4 Subsistema de engranajes. Es el sistema encargado de transmitir y convertir el movimiento circular en lineal. Se tienen dos engranajes uno de ellos es una corona helicoidal la cual es solidaria con una tuerca y el otro es un piñón helicoidal que es solidario con la corona el cual recibe la potencia de la manivela

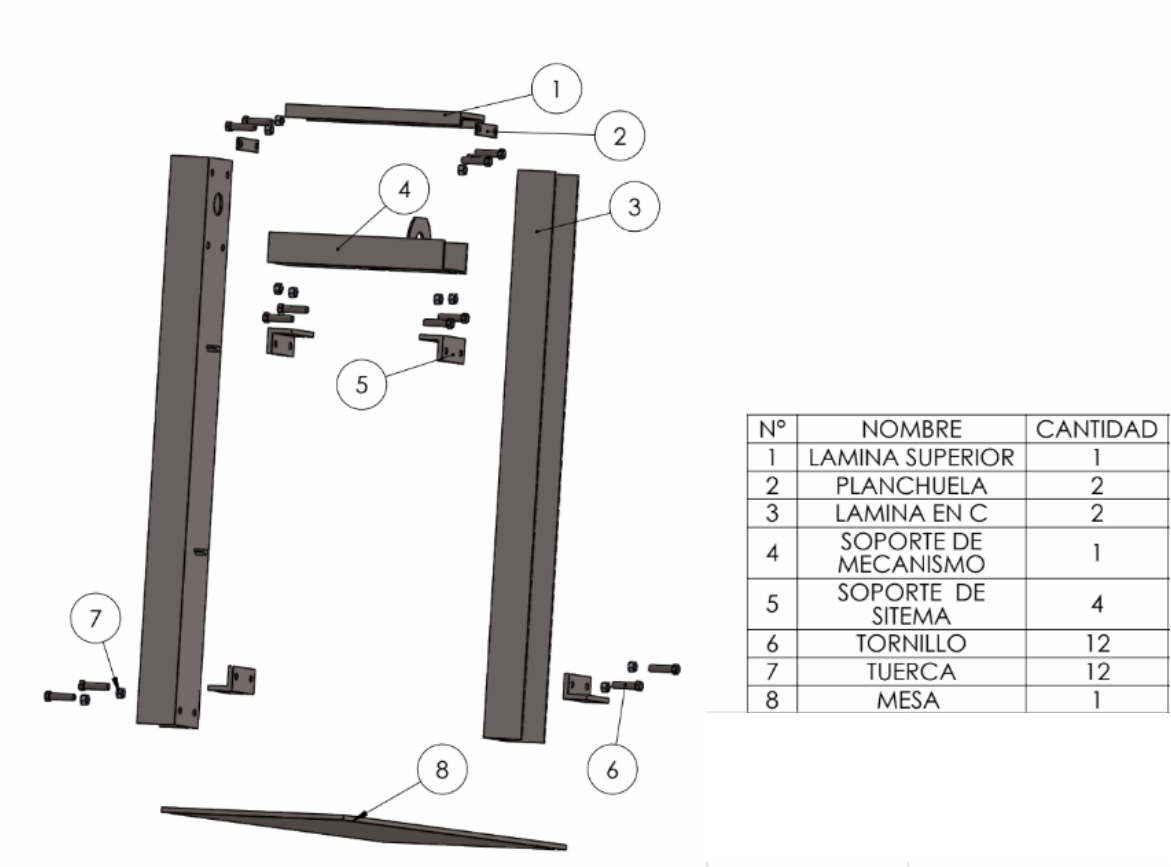
Figura 25. Engranaje helicoidal, piñón y tuerca



Fuente: Zhuzhou gears auto parts, engranaje para la caja de la transmisión [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <http://spanish.helical-bevelgear.com/sale-10976222-dana-ring-and-pinion-gears-crown-wheel-pinion-gear-for-transmission-box.html>

3.6.5 Subsistema estructural. Es el bastidor donde irán apoyados todos los mecanismos para mantenerlos juntos, el cual se fabricará con perfiles de acero junto con láminas para cubrir el sistema de transmisión y así evitar riesgos de lesión al ser manipulada por el operario.

Figura 26. Explosionado del bastidor



4. DISEÑO DE DETALLE DE LA MAQUINA DE EMBUTIDO

Durante la investigación que se realizó al mercado, acerca de las máquinas embutidoras de productos cárnicos (longaniza), se pudo notar que los parámetros más importantes en la elaboración de un diseño para este tipo de máquinas son: la velocidad de extrusión del producto, la fuerza necesaria para mover el mecanismo y la relación de diámetros entre la boquilla y el cilindro, ya que son los parámetros más críticos que definen el dimensionamiento de la máquina.

4.1 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE CONTENEDOR

Es importante mencionar la capacidad de almacenamiento que dispondrá la máquina para realizar la extrusión de la materia prima, ya que muy poco almacenaje hace que la máquina tenga que parar varias veces para ser recargada, y si es muy grande el costo de producción de la máquina aumenta y por ende aumenta la potencia consumida para accionar la máquina, por lo que se decide dejar un almacenamiento óptimo de 5.5 kg.

Para realizar el dimensionamiento del tanque que contiene la carne para la longaniza, es necesario tener pleno conocimiento de las propiedades físicas de la mezcla a embutir, haciendo necesario buscar dichas propiedades por medio de un experimento que dé la relación entre masa y volumen que ocupa la carne, ya que no hay datos teorizados.

Para realizar el experimento se debe buscar un recipiente el cual tenga una leyenda con las medidas de volumen y buscar una báscula para caracterizar su peso.

Figura 27. Recipiente y báscula para pesaje



Como se ve en la imagen se tomó un recipiente de 1lt, el cual fue pesado con anterioridad para restar su peso al peso final de todo (recipiente más carne), y su valor fue de 95 gr, este se llena con la mezcla de carne para longaniza hasta dar un volumen de 250 ml, y se procede a pesar en una gramera, dando un peso de 345 gr en total, a lo que se le resta el peso del recipiente dando como resultado 250 gr.

Con estos resultados se procede a caracterizar la mezcla de la carne:

- Volumen de la carne
 $V = 0.25 \text{ lt}; 0.00025 \text{ m}^3$
- Peso total de la carne en el recipiente
 $m = 250 \text{ gr}; 0.25 \text{ kg}$
- Densidad dela mezcla de carne

$$\rho_{carne} = \frac{m}{v} = \frac{0.25 \text{ [kg]}}{0.00025 \text{ [m}^3\text{]}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Con la ayuda de estos datos, ya se puede pasar a realizar los respectivos cálculos del dimensionamiento del tanque, el cual va a albergar una cantidad de 5.5 kg de mezcla de carne.

- Masa total

$$m_{total} = 5.5 \text{ kg}$$

- Volumen del cilindro

$$v_{cilindro} = \frac{m}{\rho_{carne}} = \frac{5.5 \text{ [kg]}}{1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} = 0.0055 \text{ m}^3; 5500 \text{ cm}^3; 5.5 \text{ lt}$$

Para continuar con el dimensionamiento se va a suponer un valor aproximado del diámetro que tendrá el cilindro, el cual será de 6 pulg (15.24cm).

- Área del cilindro

$$A_{cilindro} = \frac{\pi D_{cilindro}^2}{4} = \frac{\pi (15.24)^2}{4} = 182.41 \text{ cm}^2$$

- Longitud del cilindro

$$L_{cilindro} = \frac{v_{cilindro}}{A_{cilindro}} = \frac{5500 [\text{cm}^3]}{182.41 [\text{cm}^2]} = 30.1 \text{ cm} \cong 30 \text{ cm}$$

Tabla 2. Resultados del dimensionamiento del tanque

DESCRIPCIÓN	VALOR
Capacidad del tanque	5.5 kg
Diámetro cilindro	0.1524 m
Longitud del cilindro	0.3 m

Fuente: elaboración propia

De la tabla 2 se observa que estas dimensiones encontradas cumplen con el requerimiento dado inicialmente para el almacenaje de materia prima (carne).

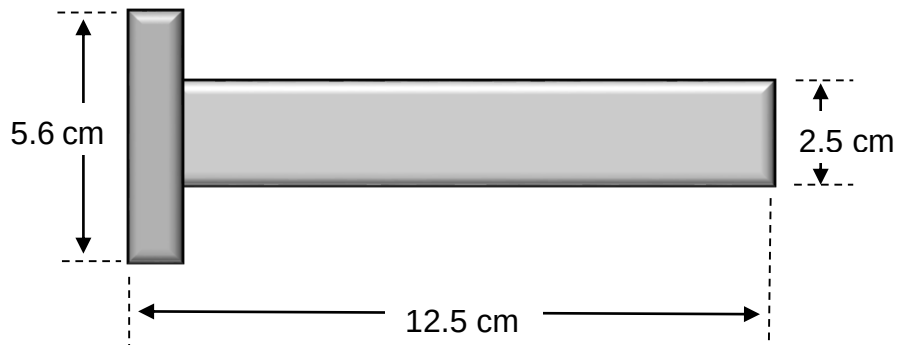
4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN

Este sistema es el encargado de que la carne pase del contenedor (tarro) a unos tubos que encaminan la materia prima hacia una boquilla final, donde se introduce en la tripa del marrano, la cual envuelve la boquilla por la parte externa.

4.2.1 Dimensionamiento De La Boquilla. Las dimensiones de este componente radican principalmente en las medidas que tiene la tripa donde se va a extruir la carne, ya que la boquilla tiene que deslizarse dentro de la tripa para hacer que el relleno ingrese al interior y se forme la longaniza, las dimensiones de esta tripa van desde de 2.5 cm – 3.5 cm, la cual se estandarizara en (2.5 cm), por el hecho de que es la más común en el mercado. Dando así cumplimiento a los objetivos del diseño de la máquina.

A continuación, se muestra un boceto con el dimensionamiento de la boquilla:

Figura 28. Boceto de la boquilla

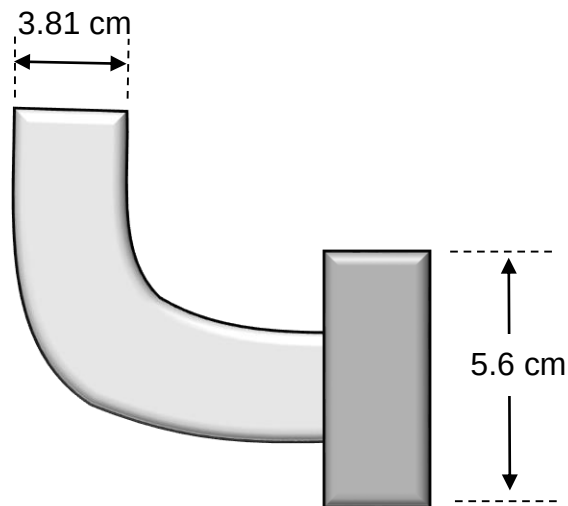


Esta boquilla tiene un cuello, el cual tiene la función de proveer un lugar de donde fijar la boquilla a la máquina, todo este elemento se fabrica de acero inoxidable AISI 304, para cumplir con la norma sanitaria.

4.2.2 Dimensionamiento del codo. Esta pieza es la que da unión al tarro y la boquilla, y hará que la carne cambie de dirección 90° con respecto a la entrada, por lo que es necesario buscar un diámetro óptimo para reducir las fuerzas sobre este elemento, y evitar que se requiera una presión mayor en el tanque a la hora de extruir. Teniendo en cuenta que el tarro es de 6 pulgadas de diámetro y la boquilla de 1 pulgada, se decide hacer una transición por un codo que tendrá un diámetro de 1.5 pulgadas.

De igual forma cabe notar que este codo estará soldado a la tapa inferior del tarro para evitar fugas y reducir costos de fabricación, y también será construido de acero inoxidable 304 para respetar la norma sanitaria, enseguida se muestra el boceto de este elemento.

Figura 29. Boceto del codo

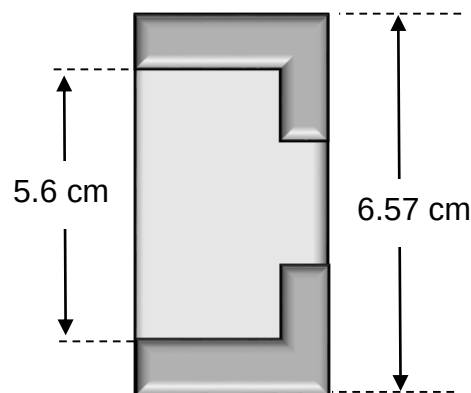


Cabe recalcar que al final del codo, se colocara un cuello para empalmar la boquilla con el codo, la cual tendrá en su parte exterior el mecanizado de una rosca, y esta permitirá colocar una tuerca para fijar la boquilla evitando que la materia prima se salga cuando este pase por allí, esto se debe a que en su camino se encontrara con

una reducción de diámetros y su paso hace que se genere una fuerza de empuje junto con la fricción con las paredes de la boquilla.

4.2.3 Dimensionamiento sistema de sujeción. Para dar unión al codo y a la boquilla es necesario de una tuerca que sostenga las piezas en su lugar, además también se requiere un empaque para que el empalme selle herméticamente, evitando cualquier fuga indeseada.

Figura 30. Boceto de la tuerca



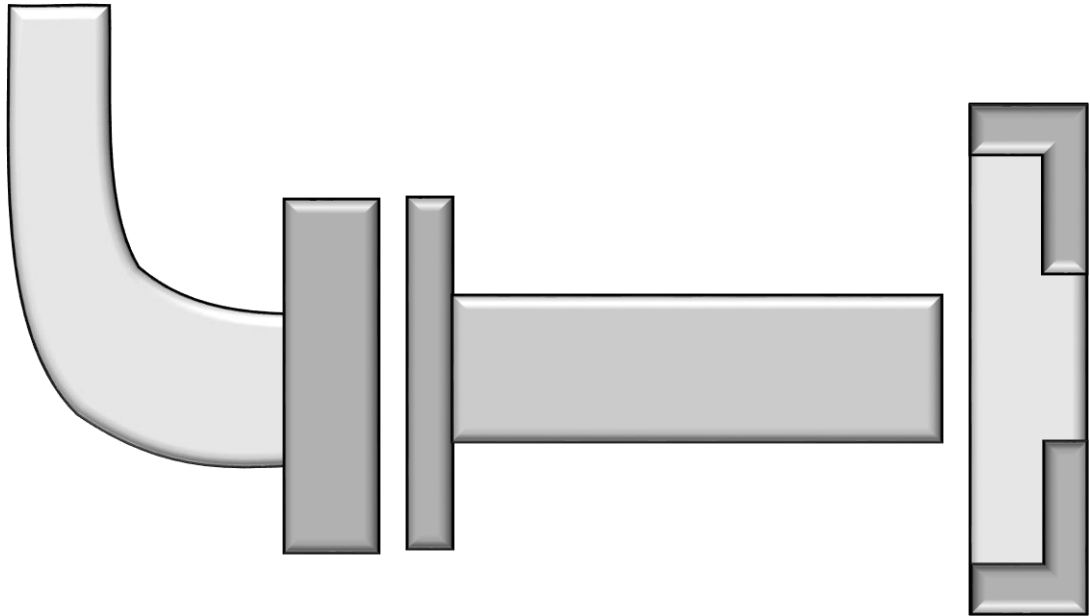
De la misma manera que las anteriores piezas, la tuerca será fabricada en acero inoxidable para dar la mayor higiene posible, y cumplir con la norma de sanidad.

También cabe recalcar que la rosca no posee fuerzas elevadas, por tanto, se hace irrelevante calcularla al detalle, simplemente se maquina una rosca de acuerdo a lo establecido en la industria, la cual es M56 x 2.⁵

4.2.4 Boceto sistema de extrusión. A continuación, se muestra cómo será el ensamblaje final de cada pieza, se destaca que todas están hechas de acero inoxidable AISI 304.

⁵ Fuente: ingeniería y mecánica automotriz, roscas [en línea]. (recuperado el 19 de enero 2022) <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/ingenieria/disenio-mecanico/roscas/>

Figura 31. Boceto del ensamblaje del sistema de extrusión

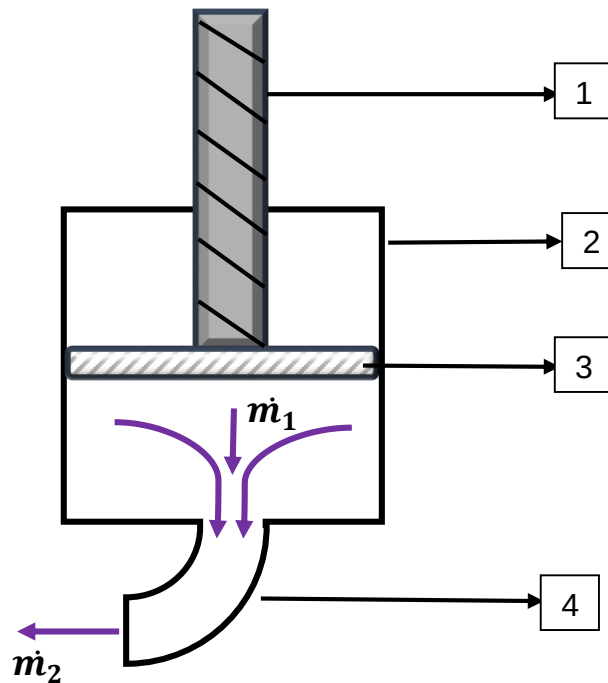


4.3 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE EXTRUSIÓN Y VELOCIDAD LINEAL DEL PISTÓN

De antemano se sabe que el parámetro fundamental que caracteriza la velocidad de funcionamiento de la máquina, está dado directamente por la velocidad de extrusión planteada en los objetivos, la cual es un requisito que debe cumplir. Dicha velocidad de extrusión mencionada deberá estar entre el rango de valores de 5 kg/h – 10 kg/h, por lo que se toma un valor promedio de 7 kg/h.

Teniendo en cuenta que el diámetro de la boquilla es de 2.5 cm o 0.025 m se procede a hacer un esquema para ver el equilibrio de flujos másicos en la máquina.

Figura 32. Esquema del flujo de la carne en la máquina



Donde:

1. Tornillo de potencia
2. Tanque de almacenamiento
3. Pistón de empuje o embolo
4. Codo y boquilla de extrusión

Se conocen los siguientes datos:

- $D_{boquilla} = 0.025 \text{ m}$
- $D_{piston} = 0.1524 \text{ m}$
- $\dot{m}_2 = 7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$

Se utilizarán las siguientes ecuaciones para calcular la velocidad de extrusión

$$A_{boquilla} = \frac{\pi D_{boquilla}^2}{4} = \frac{\pi (0.025)^2 [m^2]}{4} = 4.908 \times 10^{-4} m^2$$

$$\dot{m}_2 = \rho * \dot{v} = \rho * vel * A_{boquilla}$$

$$vel_{extrusion} = \frac{\dot{m}_2}{\rho * A_{boquilla}} = \frac{7}{1000 * 4.908 \times 10^{-4}} = 14.26 \frac{m}{h}$$

Ahora se calcula la velocidad del pistón que empuja la carne y para ello se igualan los flujos másicos para dar cumplimiento a los requerimientos de extrusión de 7 kg/h.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$$

$$A_{piston} = \frac{\pi D_{piston}^2}{4} = \frac{\pi (0.1524)^2}{4} = 0.018 m^2$$

$$\dot{m}_1 = \rho * vel * A_{piston}$$

$$vel_{piston} = \frac{\dot{m}_1}{\rho * A_{piston}} = \frac{7}{1000 * 0.018} = 0.39 \frac{m}{h}$$

Tabla 3. Resultados de las velocidades

DESCRIPCIÓN	VALOR
velocidad de extrusión	14,26 m/h
velocidad del pistón	0,39 m/h

Fuente: elaboración propia

4.4 FUERZA REQUERIDA QUE APLICA EL PISTÓN PARA HACER LA EXTRUSIÓN

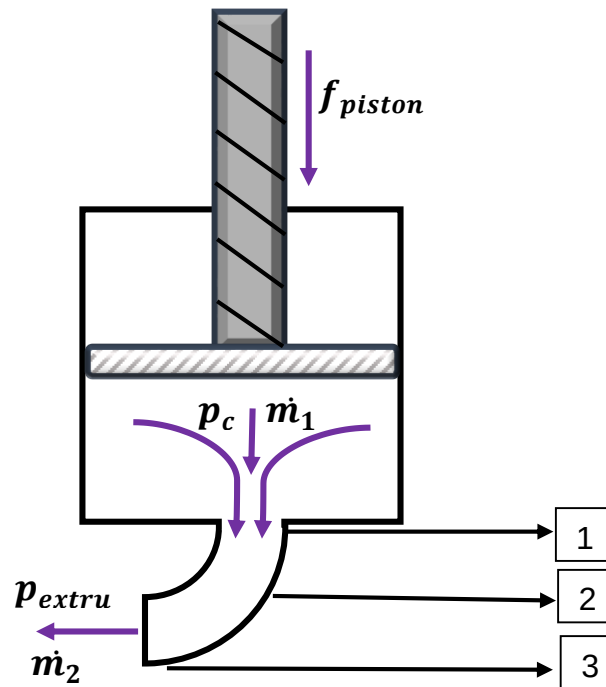
Este parámetro en la máquina juega un papel muy importante, ya que determina muchos factores del dimensionamiento final de la máquina para que esta cumpla con los requerimientos pedidos, estos pueden estar delimitados por el espacio de instalación, o por el peso final para su portabilidad, también influyen las fuerzas a las cuales se ven sometidas las distintas partes de la máquina.

Una de las fuerzas más importantes en el cálculo de la embutidora, es la fuerza con la que se tiene que realizar la extrusión para que cumpla con los parámetros establecidos, pero se tiene el inconveniente de que no se cuenta con datos teóricos acerca de la extrusión de la carne de longaniza, por lo tanto, es necesario buscar otra manera de obtener esta información, por lo que se opta por realizar un experimento que arroje dichos datos, y con estas aproximaciones trabajar el dimensionamiento.

Por lo que se plantean 2 métodos para obtener dicha fuerza los cuales se muestran a continuación:

4.4.1 Método 1: cálculo aproximado de la fuerza mediante pérdidas en tuberías. Para la ejecución de este método es necesario conocer el recorrido que tiene la carne a través del sistema de extrusión, ya que con eso se puede tener noción de que pérdidas tiene, y que elementos las causan, por lo que se elabora un diagrama representativo.

Figura 33. Esquema del flujo de la carne en la máquina y fuerzas presentes



Donde las especificaciones son:

- p_{extru} = presión a la salida de la boquilla
- p_c = presión que ejerce el pistón dentro del cilindro
- f_{piston} = fuerza lineal necesaria para mover el pistón

Las partes físicas que intervienen en el paso de la carne son:

1. Unión entre codo y tanque, con un cambio de sección considerable
2. Codo de 90 para redirigir la materia prima
3. Boquilla de extrusión

Para continuar con los cálculos se hace necesario conocer la mayor cantidad de datos posibles, como lo son el material a utilizar, longitudes, diámetros, fricción entre materiales, y propiedades de la materia prima (carne), se ve que para esta solución aparecen incógnitas nuevas las cuales no se encuentran establecidas teóricamente,

por lo que se deben buscar experimentalmente como lo es el caso de la fricción entre la carne y el material de contacto, en este caso acero inoxidable.

4.4.1.1 Cálculo experimental del coeficiente de fricción. Para la búsqueda de este parámetro, se realizará un sencillo experimento que consiste en utilizar las leyes de newton como herramienta, para calcular la fricción de la carne con el material.

Se plantea un sencillo ejercicio, el cual consiste en colocar una masa (carne) en un plano inclinado hecho del material con el que estará en contacto la carne en la máquina (acero inoxidable) y se registra el dato del ángulo en el cual la masa comienza a resbalar por el acero.

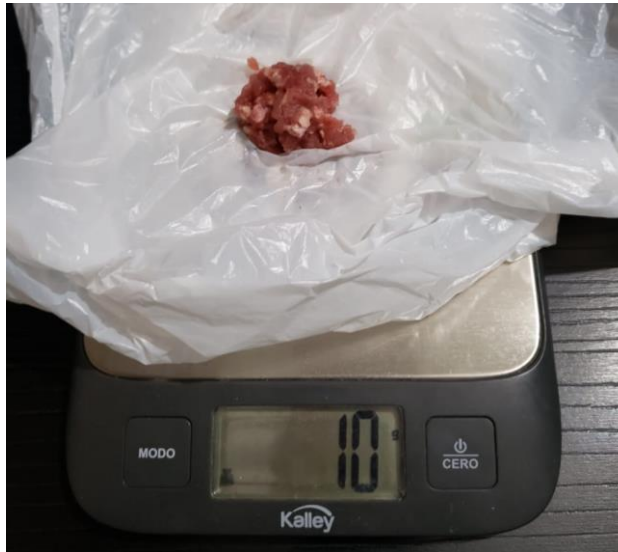
Para llevar a cabo este experimento se hacen necesarios los siguientes materiales:

- Mesa de trabajo
- Lamina de acero inoxidable
- Carne de longaniza
- Gramera
- Cinta métrica
- Transportador

Pasos a seguir:

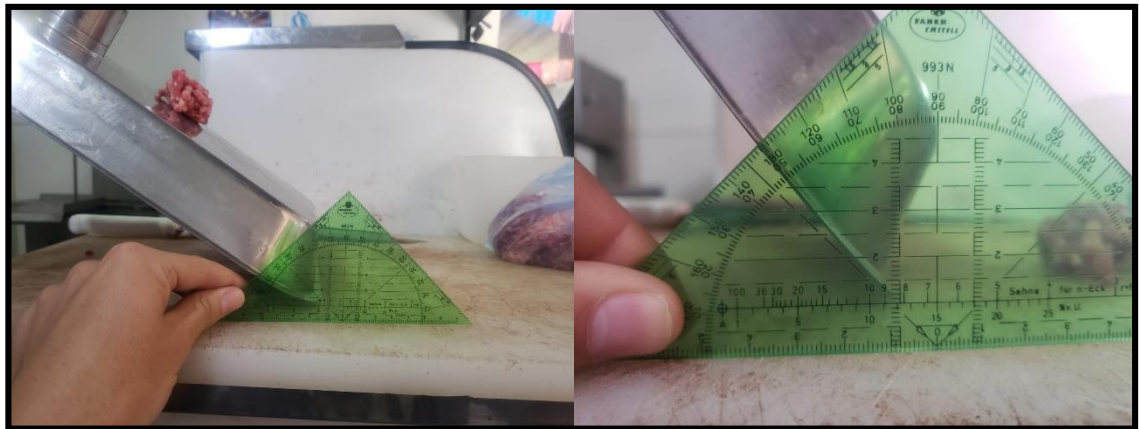
1. Pesar la carne de prueba sobre la gramera, para tener un valor exacto del peso de la carne para este ensayo.

Figura 34. Peso de la masa de carne



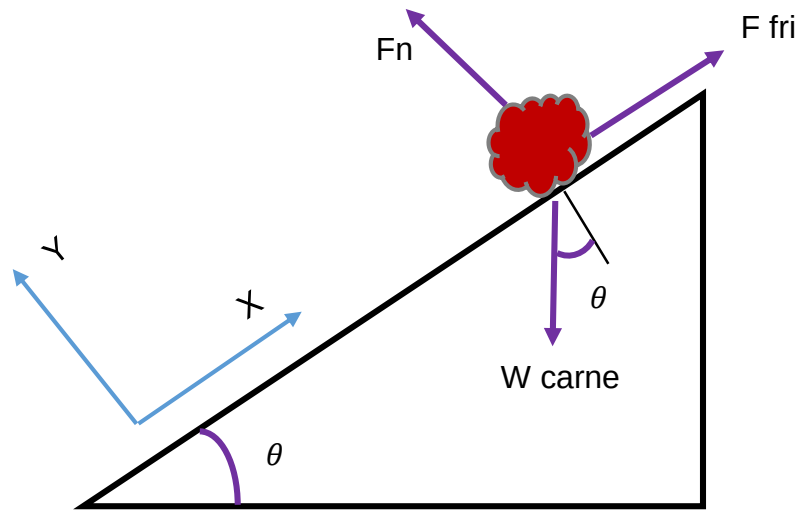
2. Se coloca la masa de carne sobre la lámina de acero inoxidable y se empieza a bascular sobre un extremo, en el lado contrario donde se encuentra la carne, como se muestra a continuación:

Figura 35. Ensayo de fricción



3. Con el transportador se toma dato del ángulo de inclinación con la cual la carne comienza a deslizarse.
4. Se proceden a realizar los cálculos teóricos con los datos recolectados.

Figura 36. Diagrama de cuerpo libre para la carne



En la figura 36, se realiza un diagrama de cuerpo libre el cual ayuda a plantear variables y hacer los cálculos respectivos, para hallar el coeficiente de rozamiento.

Datos:

- $w_{car} = 10 \text{ gr}$
- $\theta = 50$

Con los datos que se tienen, se procede a realizar un sistema en equilibrio, igualando todas las ecuaciones a cero.

$$F_{car} = w_{car} * g = 0.01 * 9.81 = 0.0981 \text{ N}$$

- Sumatoria de fuerzas en X

$$F_{fri} - F_{car} * \text{sen}(\theta) = 0$$

$$F_{fri} = F_{car} * \text{sen}(\theta) = 0.0981 * \text{sen}(50) = 0.075 \text{ N}$$

- Sumatoria de fuerzas en y

$$F_n - F_{car} * \cos(\theta) = 0$$

$$F_n = F_{car} * \cos(\theta) = 0.0981 * \cos(50) = 0.048 \text{ N}$$

Se sabe de antemano que la fuerza de fricción se define como el coeficiente de fricción μ por la fuerza normal F_n . Siendo μ el dato buscado, todo esto se realiza bajo la condición de movimiento inminente.

$$F_{fri} = F_n * \mu$$

$$\mu = \frac{F_{fri}}{F_n} = \frac{0.075}{0.048} = 1.56$$

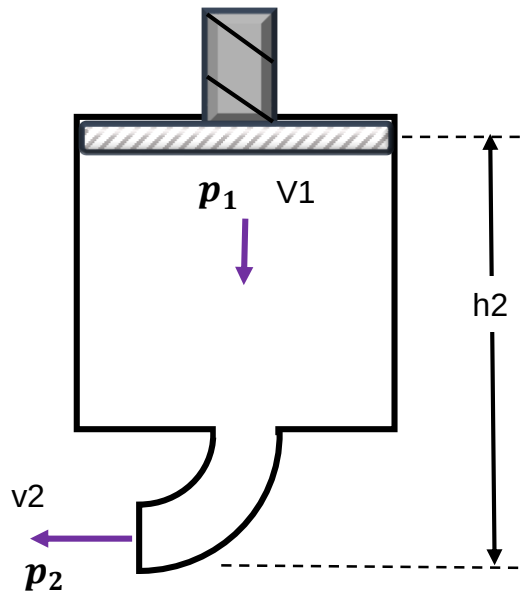
4.4.1.2 Cálculo de la presión y fuerza con la ecuación de Bernoulli. Con el dato del coeficiente de fricción, se puede continuar con el cálculo de la presión, para esto se necesitan más datos de la máquina, los cuales se han hallado previamente en los anteriores capítulos (ver tabla 2 y 3):

- $l_{boquilla} = 12.5 \text{ cm}$
- $\mu_{estatico} = f_{est} = 1.56$
- $L_{cilindro} = h_{cil} = 0.3 \text{ m}$
- $D_{boquilla} = 2.5 \text{ cm}$
- $D_{cilindro} = 0.1524 \text{ m}$
- $\rho_{carne} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $vel_{piston} = 1.08 * 10^{-4} \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $vel_{extrusion} = 3.96 * 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$

La ecuación de Bernoulli es de la siguiente manera:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g * h_1 = cte$$

Figura 37. Esquema del flujo de la carne en la máquina



Del anterior grafico se hace balance de energías

$$\frac{p_1}{\rho_{carne}} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_{carne}} + \frac{v_2^2}{2} + g * h_2 + H_{perdidas}$$

Se conoce que $h_2=0$ y que $p_2=0$, debido a que la carne sale a la presión atmosférica, por lo tanto, la ecuación se reduce como se muestra a continuación:

$$\frac{p_1}{\rho_{carne}} + \frac{v_1^2}{2} - g * h_2 - \frac{v_2^2}{2} = H_{perdidas}$$

$$H_{perdidas} = H_{tubo} + H_{acc}$$

Las variables $H_{tubo} + H_{acc}$ son respectivamente pérdidas por la tubería por donde pasa la carne, y pérdidas por los accesorios que se encuentran a su paso.

Se utiliza la ecuación de DARCY-WEISBACK para calcular las pérdidas en tuberías, que es de la siguiente manera:

$$H_f = f \left(\frac{L * v^2}{D * g} \right)$$

- Aplicando esta ecuación para las pérdidas por el tubo se tiene:

$$H_{tubo} = f_{est} \left(\frac{L_{cilindro} * v_{piston}^2}{D_{cilindro} * g} \right) + f_{est} \left(\frac{L_{boquilla} * v_{extrusion}^2}{D_{boquilla} * g} \right)$$

$$H_{tubo} = 1.56 \left(\frac{0.30 * (1.08 \times 10^{-4})^2}{0.1524 * 9.81} \right) + 1.56 \left(\frac{0.125 * (3.96 \times 10^{-3})^2}{0.025 * 9.81} \right)$$

$$H_{tubo} = 1.24 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Ecuación general de Pérdidas por accesorios

$$H_s = k_s \frac{v^2}{2g}$$

- Aplicando la ecuación para las pérdidas por accesorios se tiene:

$$H_{acc} = k_{c1} \frac{v_{extrusion}^2}{2g} + k_{codo} \frac{v_{extrusion}^2}{2g}$$

Donde Kc1 es la constante de pérdida por la contracción que hay en el tanque y el extremo del codo, además Kcodo es la constante de pérdida de paso por el codo.

En las siguientes figuras se muestran las ecuaciones correspondientes para obtener la constante kc1:

Figura 38. Ecuaciones para el cálculo de constantes de pérdida.

Las pérdidas por estrechamientos graduales en tuberías se establecieron a partir del análisis de los datos de las pruebas realizadas por Crane, usando la misma base de la de Gibson para ensanchamientos graduales, o sea proporcionar un coeficiente de estrechamiento C_c para aplicarlo en la ecuación 2-8. Los valores medios aproximados de estos coeficientes de los diferentes ángulos del cono de convergencia θ , se definen mediante:

Para $\theta \leq 45^\circ$. . . $C_c = 1.6 \sin \frac{\theta}{2}$ Ecuación 2-11

Para $45^\circ < \theta \leq 180^\circ$. . $C_c = \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}$ Ecuación 2-11.1

El coeficiente de resistencia K para ensanchamientos y estrechamientos bruscos y graduales, expresados en términos de la tubería grande, se establece combinando las ecuaciones 2-7 a 2-11 inclusive.

Ensanchamientos bruscos y graduales .

Ecuación 2-12

$$\theta \leq 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \frac{2.6 \sin \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

$$45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots\dots K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \text{ Ecuación 2-12.1}$$

Estrechamientos bruscos y graduales

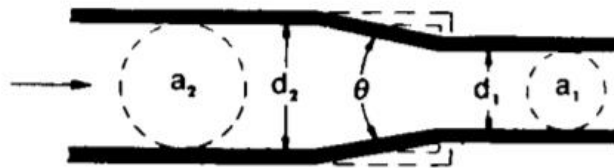
Ecuación 2-13

$$\theta \leq 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \frac{0.8 \sin \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)}{\beta^4}$$

Ecuación 2-13.1

$$45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots\dots K_2 = \frac{0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2)}{\beta^4}$$

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Fuente: CRANE. Stephen. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México. McGraw-Hill. A-46

$$\beta = \frac{d_1}{d_2} = \frac{d_{extrusion}}{d_{cilindro}} = \frac{0.025}{0.1524} = 0.16$$

$$K_{c1} = 0.5(1 - \beta^2) \sqrt{\sin \left(\frac{\theta}{2} \right)} \text{ para estrechamientos con } 45^\circ < \theta < 180^\circ$$

Para este caso se supondrá un θ de 180° ya que el codo conecta bruscamente con el tarro

$$K_{c1} = 0.5(1 - 0.16^2) \sqrt{\sin\left(\frac{180}{2}\right)} = 0.48$$

Ahora para calcular la constante de pérdida del codo k_{codo} , la siguiente figura da una pauta para calcularla.

Figura 39. Ecuación de constante de pérdida para codo



Fuente: CRANE. Stephen. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México. McGraw-Hill. A-49

$$k_{codo} = 30 * 1.56 = 46.8$$

Con las constantes de pérdidas por accesorios ya calculadas, se procede a calcular las pérdidas que producen estos accesorios.

$$H_{acc} = k_{c1} \frac{v_{extrusion}^2}{2g} + k_{codo} \frac{v_{extrusion}^2}{2g}$$

$$H_{acc} = 0.48 \frac{(3.96 \times 10^{-3})^2}{2 * 9.8} + 46.8 \frac{(3.96 \times 10^{-3})^2}{2 * 9.8} = 3.78 \times 10^{-5} m$$

Con esto ya se conoce cuáles son cada una de las pérdidas que se necesitan vencer, para que la carne salga a las condiciones dadas, y su respectivo valor será:

$$H_{perdidas} = H_{tubo} + H_{acc} = 1.24 \times 10^{-5} + 3.78 \times 10^{-5} = 5.02 \times 10^{-5} m$$

Teniendo todos los datos necesarios, se procede a despejar la ecuación de Bernoulli para hallar cuál es la presión que se requiere para que se lleve a cabo el proceso de embutido, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$p_1 = \left(H_{perdidas} - \frac{v_1^2}{2} + g * h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \rho_{carne}$$

$$p_1 = 1000 * \left(5.02 \times 10^{-5} - \frac{(1.08 * 10^{-4})^2}{2} + 9.8 * 0.3 + \frac{(3.96 * 10^{-3})^2}{2} \right) = 2940 \text{ pa}$$

Se necesita saber el valor de la fuerza que debe aplicar este pistón sobre la carne para generar el embutido, por lo tanto se utilizara la siguiente ecuación.

$$D_{cilindro} = 0.1524 \text{ m}$$

$$A_{cilindro} = \pi * \frac{d^2}{4} = \pi * \frac{0.1524^2}{4} = 0.018 \text{ m}^2$$

$$F = p_1 * A_{cilindro} = 2940 * 0.018 = 52.92 \text{ N}$$

Haciendo el análisis de los datos, los cuales arrojan unos valores de fuerza y presión de 52.9 N y 2940 respectivamente, se llega a la conclusión de que estos datos no tienen concordancia con la realidad, ya que dichos valores son muy bajos, esto es debido a que el modelo matemático utilizado no es el más exacto, y no tiene en cuenta muchos factores, además se hacen muchas aproximaciones a lo largo de su desarrollo, por lo tanto, se decide hacer un tipo de experimento que ayude a encontrar los valores reales para continuar con el diseño de la máquina.

4.4.2 Método 2: cálculo de la fuerza de manera experimental. El sistema se basa en un émbolo que empuja la carne atrapada en el cilindro con ayuda de una transmisión de tornillo sin fin, dicha transmisión es la que se encarga de generar la presión necesaria dentro del recipiente, por lo tanto, es importante conocer el valor real de la fuerza que se necesita para hacer la extrusión de la carne.

Por lo que se opta por llevar a cabo un experimento que simule las condiciones a las cuales la máquina estará trabajando, y así tener valores reales y concisos, para ello se ha de construir unos prototipos básicos, que permitan simular el accionamiento del émbolo y el comportamiento de la carne, todo esto con ayuda de una prensa hidráulica que permita regular la fuerza aplicada sobre los prototipos, dándonos así los valores buscados.

4.4.2.1 Prototipo 1. Para este primer prototipo se escoge un material fácil de utilizar y que tenga la capacidad de tener variedad en los diámetros del cilindro y boquilla de extrusión, para que el prototipo se asemeje lo más posible con la máquina real, por esto se elige el PVC, ya que en el mercado hay gran variedad, y finalmente se registraran datos.

Materiales a utilizar en el desarrollo del prototipo 1:

- Tubo de PVC de 6 pulgadas
- Tapón de prueba para tubo de 6 pulg
- Tubo de 1 pulg
- Codo de 1 pulg
- Carne de longaniza
- Prensa hidráulica
- émbolo de madera
- Base de madera

Figura 40. Ensayo con el prototipo 1

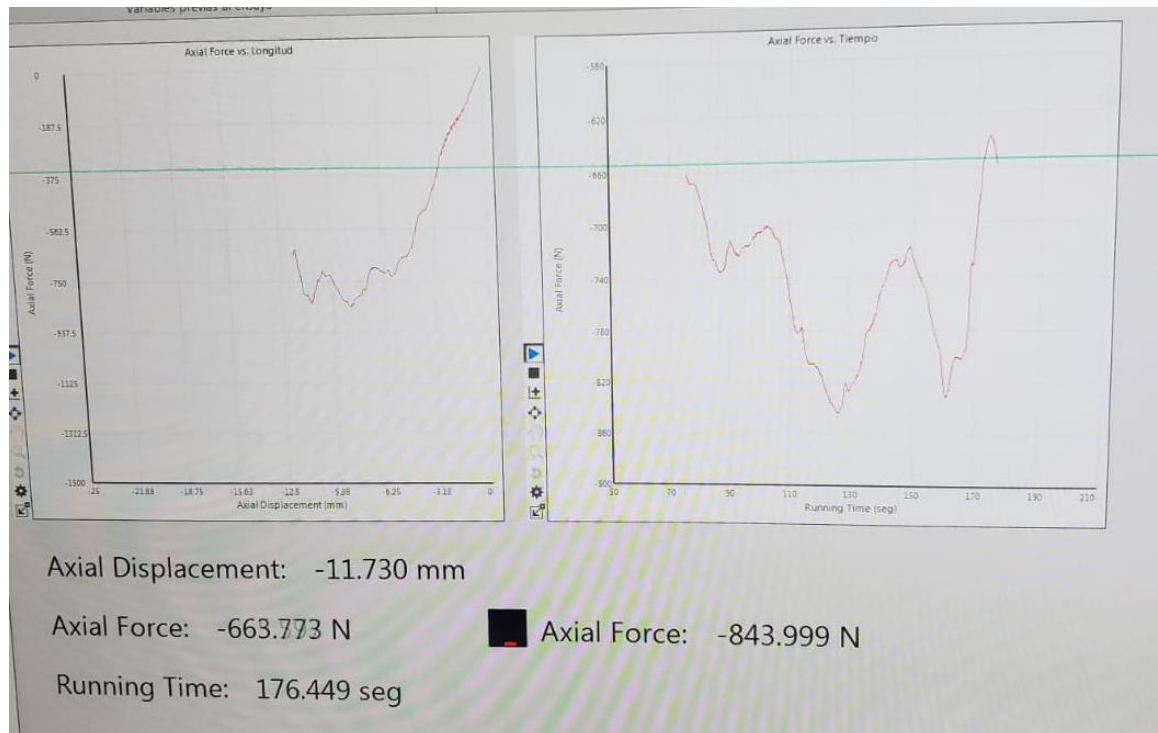


Con los materiales se construye un prototipo que se asemeje a la máquina final, para realizar ensayos que permitan conocer los valores de la fuerza necesaria para que la carne que está contenida en el recipiente pueda ser embutida a través de una boquilla.

- Dentro del recipiente se colocan 2 kg de carne y se sella con un émbolo de madera que tiene como función hacer que la carne tenga una sola salida, la cual es la boquilla.

- Se cuadra la prensa hidráulica de tal manera que el vástago quede lo más próximo al émbolo de madera, y con ayuda del auxiliar se procede al accionamiento de la máquina.
- Para la toma de datos, esta se lleva a cabo por medio de un software (MTS Flex Test) el cual facilita su interpretación, ya que arroja una gráfica con la curva de la fuerza aplicada en el ensayo.

Figura 41. Curva fuerzas vs tiempo prototipo 1



La imagen muestra el comportamiento real de las fuerzas al momento de extruir la carne, y como se puede observar, también arroja el valor máximo que hubo durante el ensayo, el cual es de 844 N, lo que equivale en kilogramos aun valor de 84 kg aproximadamente.

4.4.2.1 Prototipo 1. Para este segundo prototipo se escoge un material metálico para asemejar las propiedades del acero inoxidable, permitiendo evaluar la fuerza, con unas variables diferentes.

Materiales a utilizar en el desarrollo del prototipo 2

- Recipiente de aluminio de 6 pulg
- Tubo de $\frac{3}{4}$ pulg
- Soldadura
- Carne de longaniza
- Prensa hidráulica
- Émbolo de madera
- Base de madera

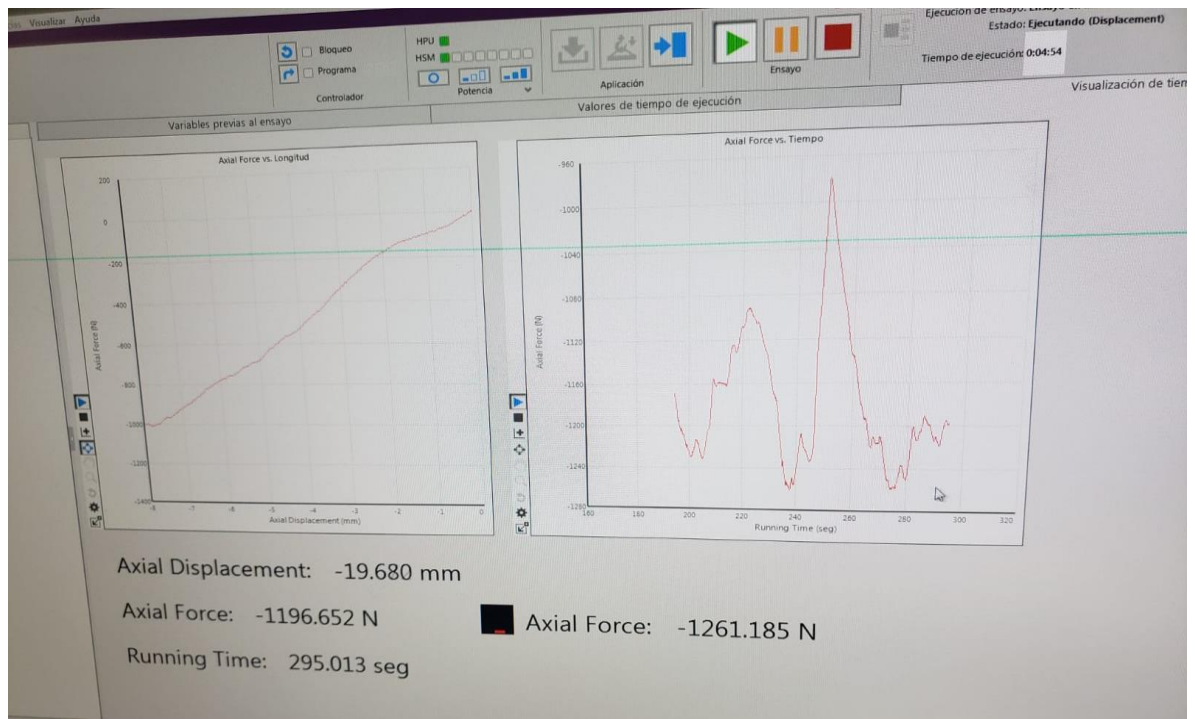
Figura 42. Ensayo con el prototipo 2



Desarrollo del ensayo

- Se emplea el mismo desarrollo del anterior prototipo, para con esto calcular la fuerza que se necesita para hacer la extrusión de la carne en otro tipo de material y con otra configuración geométrica

Figura 43. Curva fuerzas vs tiempo prototipo 2



La imagen muestra el comportamiento real de las fuerzas al momento de extruir la carne, y como se puede observar, también genera el valor máximo que hubo durante el ensayo el cual es de 1261 N, lo que equivale en kilogramos aun valor de 120 kg aproximadamente.

4.4.2.3 Conclusión. Para continuar con los cálculos y basándose en los datos que arrojó cada uno de los ensayos respectivos se decide tomar como valor principal de fuerza 120 kg y se asegura que la máquina funcione correctamente.

4.5 DIMENSIONAMIENTO DEL TORNILLO DE POTENCIA

En este capítulo se realizan los respectivos cálculos para dimensionar el tornillo, el cual transmitirá la potencia hacia el émbolo que empuja la carne.

4.5.1 Datos y propiedades. Primero que todo se define el tipo de material que se va a usar en el tornillo, que para este caso será acero AISI 1020, por ser el más comercial.

Sus propiedades físicas son:

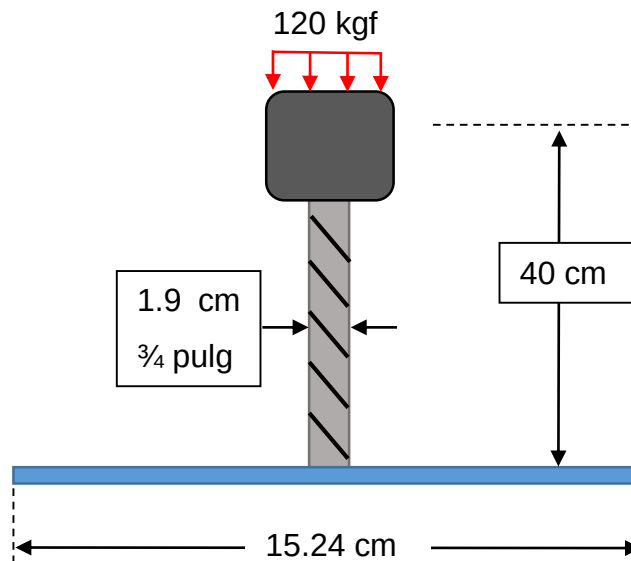
- $S_{yt} = 3515 \frac{kgf}{cm^2}$;
- $S_{ut} = 4499 \frac{kgf}{cm^2}$
- $E = 30 \times 10^6 \frac{lbf}{pulg^2} = 2.1 \times 10^{11} pas = 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2}$

La carga (P_n) que deberá soportar este elemento mecánico (tornillo de potencia), está dado por la fuerza necesaria para que la extrusión se lleve a cabo, la cual es de 120 kgf, estas cargas se transmiten de la tuerca al tornillo y debe de soportarla el émbolo, por tanto, el tornillo trabaja a compresión y deben usar las teorías de columna.

Para este diseño no se conoce como son las condiciones de aplicación de la carga, por lo que se considera en las condiciones más críticas, lo que lleva a suponer que será carga excéntrica, no obstante, se utilizará la ecuación de la secante.

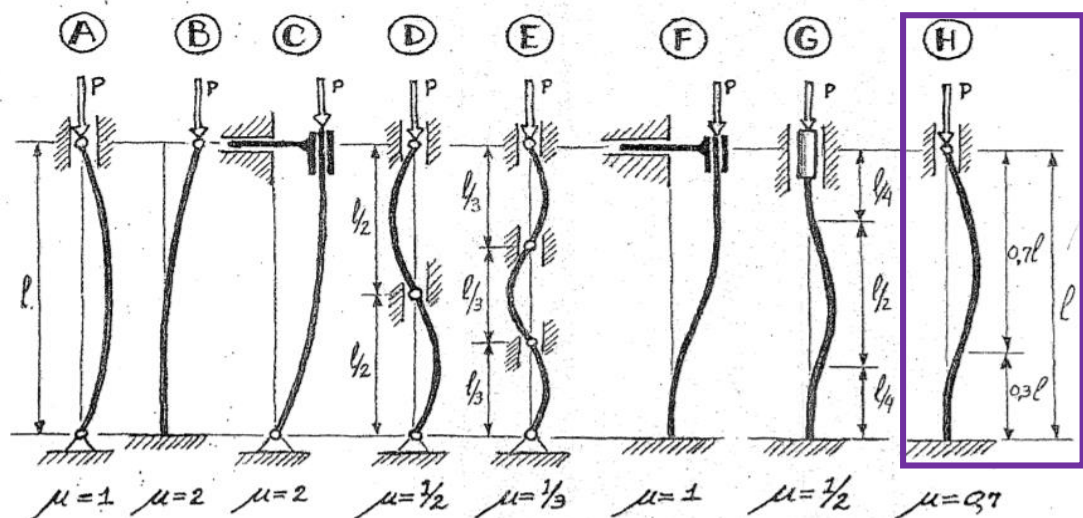
Antes de continuar se deben suponer algunas medidas del tornillo para posteriormente realizar su comprobación, por lo tanto, se realiza el siguiente bosquejo.

Figura 44. Bosquejo del tornillo de potencia.



Como se puede ver la distancia entre sus apoyos será de 40 cm aproximadamente, y también que sus apoyos son fijos en ambos lados, por lo tanto, la figura 45 muestra el valor del coeficiente de apoyo para este arreglo, el cual es $\mu=0,7$.

Figura 45. Condiciones de apoyo para columnas.



Fuente: PARADA CORRALES, ALFREDO. Fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-6

4.5.2 Cálculo de la excentricidad. Dado que no se conoce la excentricidad y es un tornillo, se puede asumir un valor probable de lo que allí ocurre como consecuencia del montaje o del proceso de fabricación. Para ello se utilizará la siguiente ecuación como referencia.

$$\frac{e}{l} = \frac{1}{400}$$

$$e = \frac{40}{400} = 0.1 \text{ cm}$$

4.5.3 Cálculo de esfuerzos en la columna. Se asume un diámetro raíz de 1.5 cm para el tornillo y con esto proceder a calcular el esfuerzo crítico, Además, se considera un factor de seguridad $N_c=3$.

- Ecuación de la secante:

$$\sigma_{crit} = \frac{P_{crit}}{A} \left[1 + \frac{e C}{R_g^2} \sec \left(\frac{l_e}{R_g} \sqrt{\frac{P_{crit}}{4 E A}} \right) \right]$$

Pero $A = \frac{\pi d^2}{4}$; $C = \frac{d}{2}$; y $R_g = \frac{d}{4}$ por lo que al reemplazar, se tiene:

$$\sigma_{crit} = \frac{4P_{crit}}{\pi d^2} \left[1 + \frac{8e}{d} \sec \frac{4 \mu l}{d} \sqrt{\frac{P_{crit}}{E \pi d^2}} \right]$$

$$P_{crit} = N_c * P_n = 3 * 120 = 360 \text{ kgf}$$

$$\sigma_{crit} = \frac{4(360)}{\pi(1.5^2)} \left[1 + \frac{8(1)}{1.5} \sec \left(\frac{4(0,7)40}{1.5} \sqrt{\frac{360}{2,1 \times 10^6 (\pi)(1.5^2)} * \frac{180}{\pi}} \right) \right]$$

$$\sigma_{crit} = 334.7 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad A \text{ compresion}$$

- Factor de seguridad

$$N = \frac{S_{yt}}{\sigma_{crit}} = \frac{3515}{334.7} = 10.5$$

El factor de seguridad es un poco alto, pero se deja así ya que falta considerar el torque

4.5.4 Normalizar medidas. Anteriormente, se asumió un diámetro raíz de $D_r=1.5$ cm; 0.5906 pulg, por lo que se busca en la tabla para rosca acmé (cuadro 3) una que esté normalizada.

Cuadro 3. Dimensiones básicas de la rosca ACME para tornillo de potencia.

Tamaño Nominal	Hilos por Pulgada	Altura básica Del diente	Diámetro mayor	Angulo de hélice
	Ne	H	Do	α
$\frac{1}{4}$	16	0,03125	0,2500	5° 12′
5/16	14	0,03571	0,3125	4° 42′
3/8	12	0,04167	0,3750	4° 33′
7/16	12	0,41670	0,4375	3° 50′
$\frac{1}{2}$	10	0,0500	0.5000	4° 3′
5/8	8	0,06250	0,625	4° 3′
$\frac{3}{4}$	6	0,08330	0,7500	4° 33′
7/8	6	0,08333	0,8750	3° 50′
1	5	0,1000	1,0000	4° 3′
1 1/8	5	0,1000	1,1250	3° 33′
1 1/4	5	0,1000	1,2500	3° 10′
1 3/8	4	0,12500	1,3750	3° 39′
1 1/2	4	0,12500	1,5000	3° 19′
1 3/4	4	0,12500	1,7500	2° 48′
2	4	0,12500	2,0000	2° 26′

Fuente: elaboración propia, con base en: PARADA CORRALES, Alfredo. Dimensiones básicas de la rosca ACME para tornillo de potencia, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-14

Normalizando se tiene:

- $De = \frac{3}{4} \text{ pulg}; 1.905 \text{ cm}$
- $Ne = 6$
- $h = 0.0833 \text{ pulg}; 0.212 \text{ cm}$
- $\alpha = 4^\circ 33' = 4.55^\circ$

$$Dr = De - 2h = 1.27 - 2 * 0.127 = 1.481 \text{ cm}$$

$$D_m = \frac{(De + Dr)}{2} = \frac{(1.27 + 1.016)}{2} = 1.693 \text{ cm}$$

4.5.5 Cálculo del torque requerido. Primero que todo se halla el coeficiente de rozamiento (μ), entre los materiales que son; acero para el tornillo y acero para la tuerca.

Cuadro 4. Coeficientes dinámicos de rozamiento recomendados.

Material tuercas Tornillos	Acero	Latón	Bronce	Fundición
Acero(seco)	0,15 – 0,25	0,15 – 0,23	0,15 – 0,19	0,15 – 0,25
Acero(Lubricado)	0,10 – 0,17	0,10 – 0,16	0,07 – 0,15	0,08 – 0,17
Bronce lubricado	0,15 – 0,19	0,04 – 0,06	-----	0,06 – 0,09

Fuente: elaboración propia, con base en: PARADA CORRALES, Alfredo. Los coeficientes recomendados de rozamiento, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-14

De acuerdo con el cuadro 4, se toma un valor medio de $\mu_k = 0.2$ y se halla el coeficiente estático

$$\mu_s = 1.33 * \mu_k = 1.33 * 0.2 = 0.266$$

- Ecuación de torque con collarín

$$T = \frac{W d_m}{2} \left[\frac{\cos \theta \operatorname{Sen} \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \theta \cos \alpha - \mu \operatorname{Sen} \alpha} \right] + \frac{d_{mc} \mu_c W}{2}$$

Donde θ es el Angulo de inclinación del diente: $\theta=14,5^\circ$ para rosca ACME;
 $\theta=0$ para rosca cuadrada.

μ_c Es la fricción del collarín con la base de apoyo en el émbolo, y como los materiales son acero contra acero el valor del coeficiente de fricción es: 0.266

El d_{mc} se asume como $d_{mc} = 1.4 * D_m = 1.4 * 1.693 = 2.37 \text{ cm}$

$$T = \frac{120 * 1.693}{2} \left[\frac{\cos 14.5 \operatorname{Sen} 4.55 + 0.266 \cos 4.55}{\cos 14.5 \cos 4.55 - 0.266 \operatorname{Sen} 4.55} \right] + \frac{2.37 * 0.266 * 120}{2}$$

$$T = 74.63 \text{ kgf} - \text{cm}$$

4.5.6 Cálculo final de esfuerzos. Seguidamente, se hallarán los valores de los esfuerzos producidos por la carga en el tornillo.

4.5.6.1 De compresión.

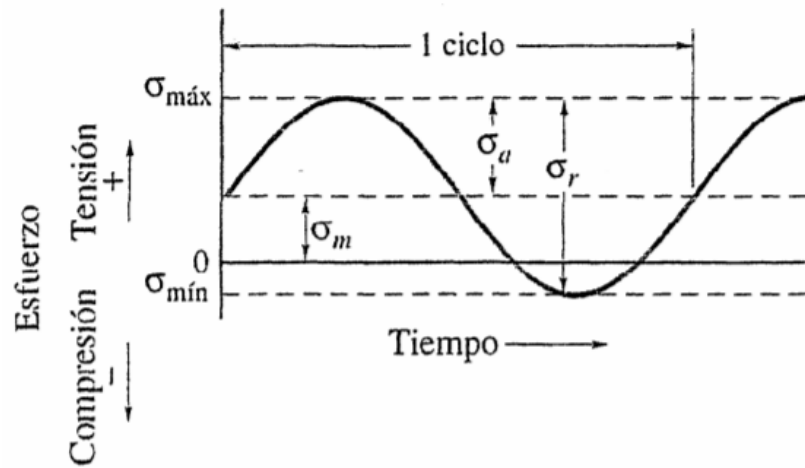
$$\sigma_{max} = \frac{4P_n}{\pi d^2} \left[1 + \frac{8e}{d} \operatorname{Sec} \frac{4 \mu l}{d} \sqrt{\frac{P_n}{E \pi d^2}} \right]$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 * 120}{\pi * 1.693^2} \left[1 + \frac{8 * 0.1}{1.693} \operatorname{Sec} \frac{4 * 0.7 * 40}{1.693} \sqrt{\frac{120}{2.1 \times 10^6 * \pi * 1.693^2} * \frac{180}{\pi}} \right]$$

$$\sigma_{max} = 79.6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ a compresion}$$

En la siguiente figura se muestran las variaciones de esfuerzo existentes en un elemento mecánico sometido a carga cíclica.

Figura 46. Variación en esfuerzo medio cíclico diferente de cero



Fuente: HAMROCK, JACOBSON, SCHMID. Bernard J. Bo O. Steven R. Elementos de máquinas, Variación en esfuerzo medio cíclico diferente de cero. México. McGRAW-HILL, 1999,261.

Como no se presentan carga de tensión en el retorno $\sigma_{max} = 0$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{0 + (-79.6)}{2} = -39.8 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{0 - (-79.6)}{2} = 39.8 \frac{kg}{cm^2}$$

4.5.6.2 Esfuerzos de corte.

$$\tau_{max} = \frac{16T_s}{\pi d^3} = \frac{16 * 74.63}{\pi (1.693)^3} = 78.32 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\tau_{min} = \frac{16T_b}{\pi d^3}; \text{ como } T_b = 0 \text{ } \tau_{min} = 0$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{78.32 + 0}{2} = 39.16 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{78.32 - 0}{2} = 39.16 \frac{Kgf}{cm^2}$$

4.5.7 Límite de endurancia (límite a la fatiga modificado) para vida infinita.

$$S_e = K_l * K_d * K_c * K_t * K_s * K_m * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 14000 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S'_e = 0.5 * 4499 = 2250 \frac{kg}{cm^2}$$

Los factores se tomarán del libro de Alfredo Parada⁶ de la pág. 8 a la 13, ya que este da una guía de cuáles son los posibles valores.

- K_l =factor de carga=0.75 carga torsora y axial
- K_d =factor de tamaño

$$K_d = \frac{1,185}{d^{0,112}}; \text{ donde } 8mm < d \leq 250mm$$

$$\frac{1.185}{16.93^{0.112}} = 0.8632$$

- K_c =factor de confiabilidad
Para una confiabilidad deseada del 99% $k_c=0.814$
- K_t =factor de temperatura
Para temperaturas $< 71^\circ$ $k_t=1$
- K_s =factor de acabado superficial
Se va a la curva de acabado superficial, con valor de $S_{ut}=64\text{ksi}$ y acabado superficial rectificado, obteniéndose $K_s=0,8$
- K_m =factor misceláneo
Para este caso el tornillo es cementado, obteniéndose $K_m=2.55$

⁶ PARADA CORRALES, Alfredo, fisura progresiva, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P. 8.

$$s_e = 0.75 * 0.8632 * 0.814 * 1 * 0.8 * 2.55 * 2250 = 2418 \frac{kg}{cm^2}$$

4.5.8 Aplicación de la ec. De Soderberg – Mohr. Para la determinación del kf y kfs, se tiene que la rosca es maquinada y endurecida, obtenido del libro Alfredo parada⁷ kf=3.8 y kfs=3.2

$$\frac{1}{N} = \left[\left[\frac{\sigma_m}{S_{yt}} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e} \right]^2 + 4 \left[\frac{\tau_m}{S_{yt}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_e} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left[\frac{-39.8}{3515} + 3.8 \frac{39.8}{2418} \right]^2 + 4 \left[\frac{39.16}{3515} + 3.2 \frac{39.16}{2418} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 7.356$$

Este resultado indica que las dimensiones asumidas son suficientes para que el tornillo de potencia aguante la carga para vida infinita, se nota que es un valor alto, pero se deja así ya que es un elemento esbelto.

4.6 DIMENSIONAMIENTO DE LA TUERCA

Hay otra dimensión importante para la cual se le deben hacer sus respectivos cálculos, la cual es la altura mínima requerida de la tuerca para transmitir la potencia sin que el elemento falle.

Datos conocidos:

- $S_y = 3515 \frac{kgf}{cm^2}$
- $h = 0.0833 \text{ pulg} = 0.212 \text{ cm}$

⁷ PARADA CORRALES, Alfredo, fisura progresiva, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P. 25.

- $D_r = 1.481 \text{ cm}$
- $D_e = 1.905 \text{ cm}$
- $D_m = 1.693 \text{ cm}$
- $w = 120 \text{ kg}$;
- $p = \frac{1}{N_e} = \frac{1}{6} = 0.16666 \text{ pulg} = 0.4233 \text{ cm}$
- $N = 3$; *factor de seguridad asumido*

4.6.1 Cálculo por flexión.

$$b = 1.26 * h \text{ para rosca acme}; b = 1.26 * 0.212 = 0.2671 \text{ cm}$$

- Tornillo

$$S_d = \frac{syt}{N} = \frac{3515}{3} = 1172 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$H_{ftor} = \frac{3Whp}{\pi D_r b^2 S_d} = \frac{3 * 120 * 0.212 * 0.4233}{\pi * 1.481 * 0.2671^2 * 1172} = 0.083 \text{ cm}$$

- Tuerca

$$S_d = \frac{sy}{N} = \frac{3515}{3} = 1172 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$H_{ftuer} = \frac{3Whp}{\pi D_e b^2 S_d} = \frac{3 * 120 * 0.212 * 0.4233}{\pi * 1.905 * 0.2671^2 * 1172} = 0.064 \text{ cm}$$

4.6.2 Cálculo por corte.

- Tornillo

$$S_{ds} = \frac{syt}{2 * N} = \frac{3515}{2 * 3} = 585.8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$H_{ctor} = \frac{3Wp}{2\pi D_r b S_{ds}} = \frac{3 * 120 * 0.4233}{2\pi * 1.481 * 0.2671 * 585.8} = 0.1047 \text{ cm}$$

- Tuerca

$$S_{ds} = \frac{sy}{2 * N} = \frac{3515}{2 * 3} = 585.8 \frac{kg}{cm^2}$$

$$H_{ctuer} = \frac{3Wp}{2\pi D_e b S_{ds}} = \frac{3 * 120 * 0.4233}{2\pi * 1.905 * 0.2671 * 585.8} = 0.081 \text{ cm}$$

4.6.3 Cálculo por compresión.

- Tuerca

$$S_d = \frac{sy}{N} = \frac{3515}{3} = 1172 \frac{kg}{cm^2}$$

$$H_{comtuer} = \frac{Wp}{\pi D_m h S_d} = \frac{120 * 0.4233}{\pi * 1.693 * 0.212 * 1172} = 0.0384 \text{ cm}$$

Como consecuencia al comparar todas las H calculadas, se encuentra que el mayor valor es H=0.104 cm, este debería ser la altura de la tuerca, pero es menor que 1.5 veces el diámetro del tornillo (1,5d), entonces para este caso se toma:

$$H = 1.5 * D_e = 1.5 * 1.905 = 2.86 \text{ cm}$$

4.6.4 Potencia consumida por el sistema tornillo tuerca. Se hace necesario saber cuánta potencia requiere el sistema para moverse y cuál es la velocidad angular del tornillo para posteriores cálculos.

4.6.4.1 Velocidad angular del tornillo. Se conoce la velocidad de desplazamiento lineal del tornillo, ya que esta debe ser igual a la velocidad de desplazamiento del pistón que realiza la extrusión de la carne, la cual es de:

$$vel_{piston} = v_t = 0.39 \frac{m}{h}; \quad v_t = 0.39 * \frac{100}{60} = 0.65 \frac{cm}{min}$$

Se conoce el paso p=0.4233 cm, y este es el valor que avanza el tornillo al realizar la tuerca una vuelta completa, si se asume que da 1 vuelta por minuto el tornillo

avanza 0.4233 cm/min, por lo que se desea conocer la cantidad de vueltas que debe dar, pero para que avance 0.65 cm/min.

$$n = \frac{vueltas * avance_2}{avance_1} = \frac{1 * 0.65}{0.4233} = 1.535 \text{ rpm}$$

$$w = \frac{2 * \pi * n}{60} = \frac{2 * \pi * 1.535}{60} = 0.1608 \frac{rad}{s}$$

4.6.4.2 Cálculo de la potencia requerida. En este caso ya se conoce previamente el valor del torque necesario el cual es:

$$T = 74.63 \text{ kgf} - \text{cm}; \quad T = \frac{74.63 * 9.8}{100} = 7.313 \text{ N} - \text{m}$$

Por lo que la potencia queda de la siguiente manera:

$$pot = T * w = 7.313 * 0.1608 = 1.17 \text{ w}$$

$$\eta = \frac{Tan\alpha(Cos\theta - \mu_k Tang\alpha)}{\mu_k + Cos\theta Tang\alpha} = \frac{Tan4.55(Cos14,5 - 0,2Tang4.55)}{0,2 + Cos14,5 Tang4.55} = 0.2735$$

$$\eta = 25.15\%$$

$$pot_{ent} = \frac{pot}{\eta} = \frac{1.17}{0.2735} = 4.3 \text{ w}$$

4.6.5 Resultados del dimensionamiento del tornillo y la tuerca. Se reúnen las dimensiones finales de cada una de las piezas, las cuales son:

Para el tornillo de acero AISI 1020

- Diámetro

$$De = \frac{3}{4} \text{ pulg}; 1.9 \text{ cm rosca acme}$$

- paso

$$p = 0.16 \text{ pulg} = 0.42 \text{ cm}$$

- longitud total

$$L_t = 40\text{cm}$$

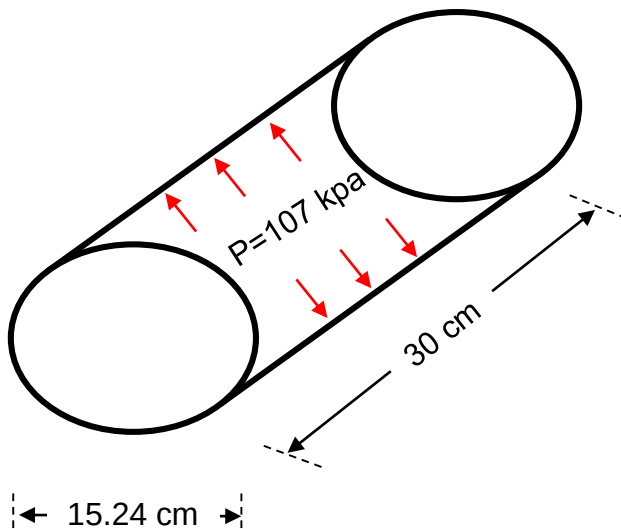
Una tuerca de longitud mínima de $H=2.86$ cm de acero AISI 1020

4.7 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL RECIPIENTE

El cálculo del espesor mínimo que debe tener el recipiente es muy importante, ya que este elemento es el que va a soportar la carne y la presión inducida por el émbolo, para que la máquina realice la extrusión, por lo tanto, se debe hacer un cálculo que tenga un buen margen de seguridad, entonces se plantean los siguientes métodos para resolver el problema.

4.7.1 Método del máximo esfuerzo cortante. Se tiene un cilindro de acero inoxidable, para este caso 304, ya que es el más utilizado en la industria para la fabricación de utensilios que estén en contacto con alimentos de consumo humano, dando cumplimiento a la norma (INVIMA), este material tiene un $\sigma_y=235$ Mpa y presenta las siguientes dimensiones.

Figura 47. Bosquejo del recipiente (tarro).



Se debe calcular la presión a la cual será sometido el recipiente, para ello se conoce la carga en uno de sus extremos (circulares) la cual es de 120 kg, pero también se debe tener en cuenta el peso de la carne dentro del recipiente, la cual es de 5 kg aproximadamente y también se conoce el diámetro de la circunferencia en la cual se aplica esta fuerza, la cual es de 6 pulgadas.

Datos conocidos:

- $d = 6 \text{ pulg} = 15.24 \text{ cm} = 0.1524 \text{ m}$
- $w = 120 + 5 = 125 \text{ kg}$

Por seguridad se hace el cálculo con una w de 200kg

$$F = w * g = 200 * 9.8 = 1960 \text{ N}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{1960}{\pi * \frac{0.1524^2}{4}} = 107447 \text{ Pa} = 107.447 \text{ kpa}$$

Se procede a calcular el mínimo espesor con la siguiente ecuación:

$$\sigma_t = \frac{p * d}{2 * t_n} \text{ donde } t_n \text{ es el espesor minimo}$$

$$\sigma_t = \frac{107447 * 0.1524}{2 * t_n} = \frac{8187}{t_n}$$

$$\sigma_a = \frac{p * d}{4 * t_n} = \frac{107447 * 0.1524}{4 * t_n} = \frac{4094}{t_n}$$

Se sabe que los esfuerzos quedan de la siguiente manera

$$\sigma_{1,2} = \sigma_{prom} \pm R$$

$$\tau_{max} = R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

Se revisa por esfuerzo cortante máximo y se asume un $N=4$ (factor de seguridad), además se asume que τ_{xy} es muy pequeño.

$$\frac{s_y}{2N} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\frac{8187}{t_n} - \frac{4094}{t_n}}{2}$$

$$\frac{s_y}{N} = \frac{8187}{t_n} - \frac{4094}{t_n} = \frac{8187 - 4094}{t_n} = \frac{4093}{t_n}$$

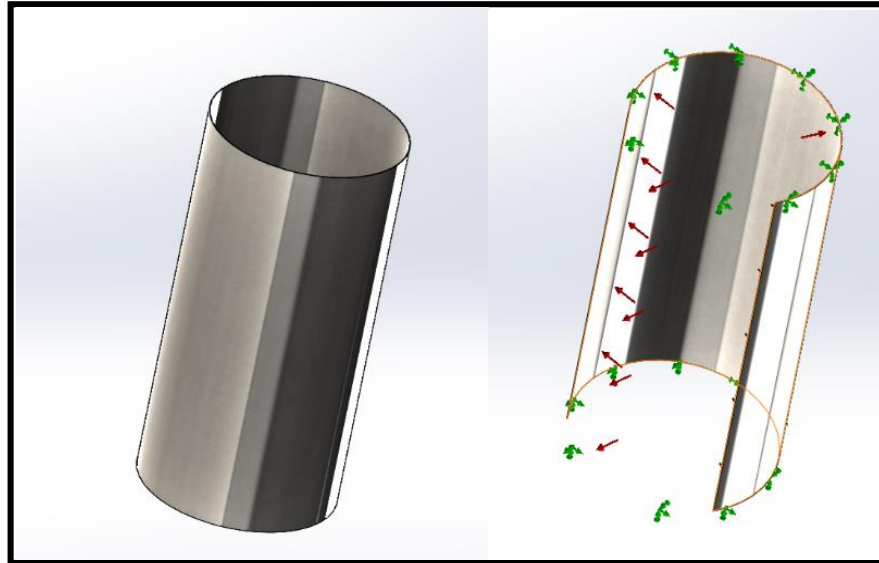
$$t_n = \frac{4093 * N}{s_y} = \frac{4093 * 4}{235 \times 10^6} = 6.9 \times 10^{-5} [m] = 0.069 \text{ mm}$$

$t_n \approx 0.1 \text{ mm}$ se aproxima

Lo que indica que con un espesor mayor de 0.1 mm el sistema puede aguantar la presión, pero en la realidad se tiene otro problema y es que este espesor es demasiado fino como para hacer el contenedor lo suficientemente resistente ante golpes externos, haciendo que sea fácil su modificación física con cualquier golpe, lo que estropearía el funcionamiento de la máquina en cuestión, por lo que hace inviable su construcción con estas dimensiones, entonces se recurre a un programa de simulación, en este caso solidwork, para hacer que arroje datos más acercados a la vida real, de modo que se decide buscar un espesor mayor de acuerdo a los estándares del mercado.

4.7.2 Método de simulación en software CAE (solidwork). Se modela una pieza de forma cilíndrica de 300 mm de largo y 1.5 mm de espesor, este valor se da debido a que las láminas de acero vienen normalizadas en el mercado por calibres, en este caso se selecciona el calibre 16 (1.5 mm espesor), todo esto con el fin de correr una simulación lo más realista del contenedor, aplicando las condiciones de apoyo y la presión con la que el sistema va a trabajar, este último tiene un valor de 107447 pascales.

Figura 48. Recipiente con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)



Se define dentro del software el material con el que se va a trabajar, el cual es acero inoxidable AISI 304, no obstante, solidwork ya aporta las propiedades del material las cuales se muestran en el siguiente cuadro:

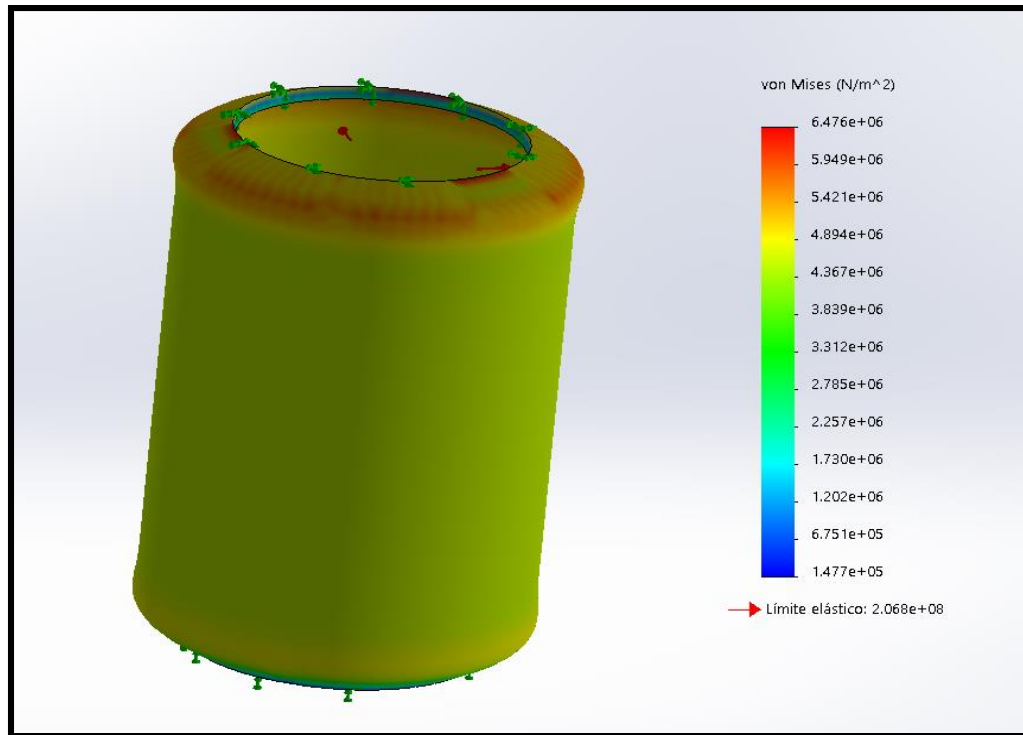
Cuadro 5. Propiedades del acero AISI 304 en solidwork.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1.9e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.5e+10	N/m ²
Densidad de masa	8000	kg/m ³
Límite de tracción	517017000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	206807000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.8e-05	/K

Fuente: elaboración propia, con base en solidwork

Se procede a correr la simulación mediante el software, el cual arroja información acerca de las tensiones a las cuales será sometido el recipiente. Estas se muestran a continuación:

Figura 49. Simulación de esfuerzos sobre el recipiente



Gracias al software en la anterior figura se observa que se obtiene un dato muy importante, el cual es la máxima tensión que se puede llegar a dar en el material, dicho valor es:

$$\sigma_{max} = 6.47 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$S_y = 2.06 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

Con estos datos se puede calcular el factor de seguridad que tiene el recipiente de espesor 1.5 mm.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{2.06 \times 10^8}{6.47 \times 10^6} = 31.83$$

Este factor de seguridad es bastante aceptable, ya que este elemento es el responsable de contener la presión del sistema y puede resultar en extremo riesgoso para el operario, por el hecho de que una fractura en la pieza puede ocasionar daños físicos tanto al operario como a la máquina.

Por lo tanto, un espesor de 1.5 mm es más que suficiente para la construcción del recipiente.

4.8 CÁLCULO DE LA TAPA INFERIOR (TAPA- BOQUILLA)

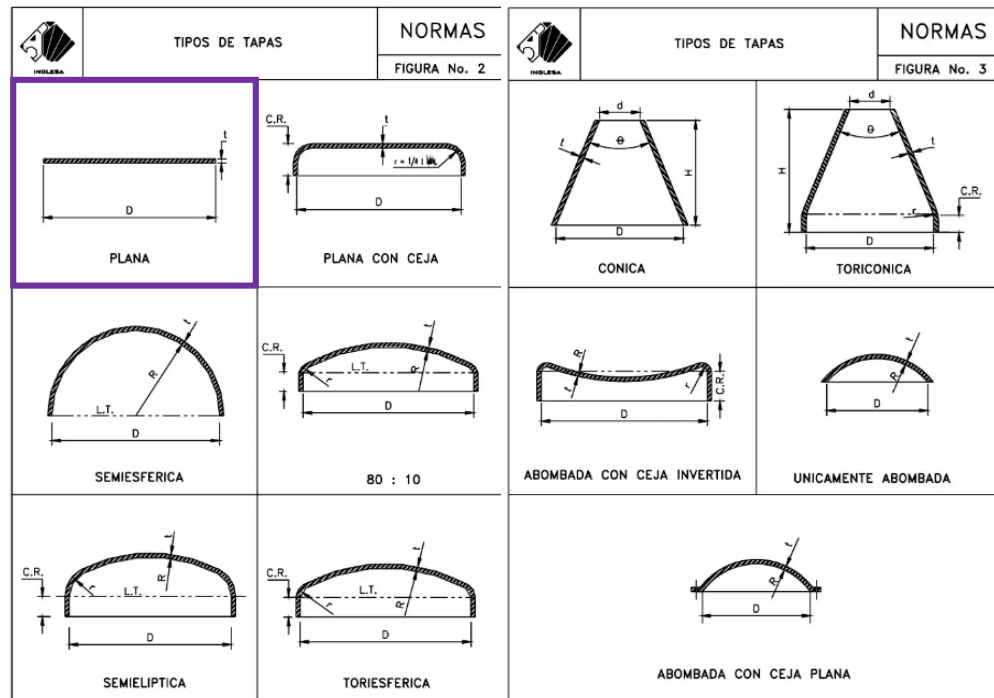
Este elemento es el que impide que la carne salga por la parte inferior libremente, más, sin embargo, tiene una pequeña abertura en el centro que hace que la materia prima tenga que pasar por dicha abertura, lo que indica que este elemento será sometido a toda la presión que pueda generar la máquina, y este deberá ser lo suficientemente resistente ante cualquier deformación.

Por lo que se realiza el respectivo estudio de sus dimensiones para que sea un elemento confiable por medio de los siguientes métodos:

4.8.1 Método de cabezal plano o tapa plana. Se tiene una circunferencia que también estará en contacto con la carne, lo que requiere que sea de un material apto para el trabajo, y se decide poner el mismo que se utilizó para el recipiente, acero AISI 304, dando también cumplimiento a la norma (INVIMA).

El código ASME indica los tipos de cabezales contemplados para el cálculo del espesor de la tapa dependiendo de su forma, como se muestra en la siguiente imagen:

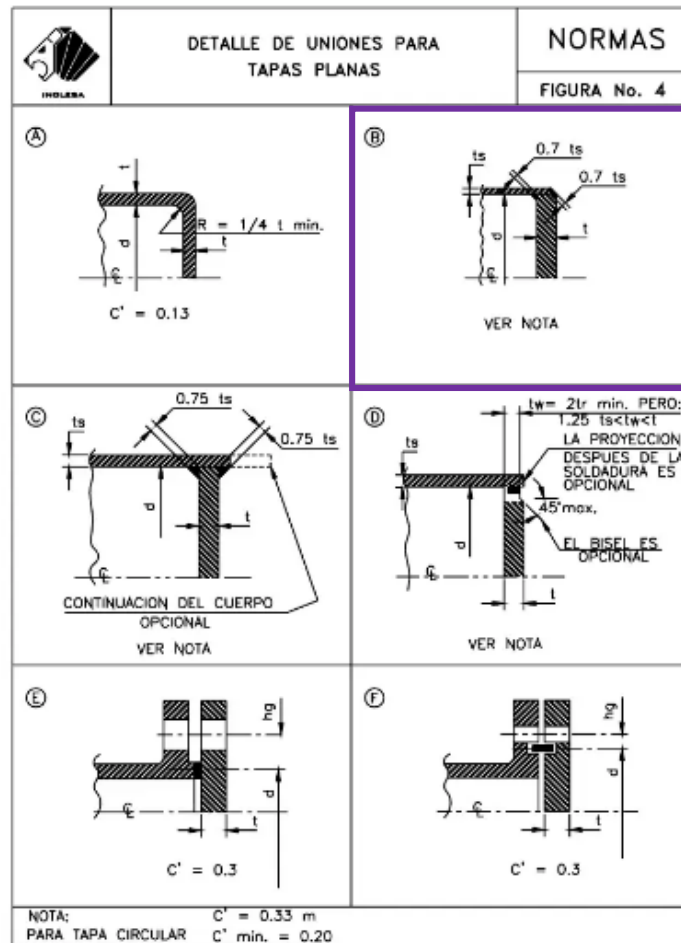
Figura 50. Tapas a presión



Fuente: LEON ESTRADA, Juan Manuel, diseño y cálculo de recipientes a presión, tipos de tapas, [en línea] edición 2001, (recuperado el 20 de enero 2022) disponible en: <https://es.scribd.com/doc/36697716/Diseno-y-Calculo-de-Recipientes-a-Presion>

En este caso se tiene una tapa que tendrá un ángulo de inclinación de 13° para reducir tensiones sobre la superficie y que la carne fluya con más facilidad, más, sin embargo, se va a utilizar la tapa plana, ya que es la más aproximada al realizar un buen cálculo de resistencia para la misma, pero también hay que tener en cuenta el tipo de sujeción para la tapa, por lo que se muestra la siguiente imagen con algunas sugerencias.

Figura 51. Uniones para tapas planas



Fuente: LEON ESTRADA, Juan Manuel, diseño y cálculo de recipientes a presión, tipos de tapas, [en línea] edición 2001, (recuperado el 20 de enero 2022) disponible en: <https://es.scribd.com/doc/36697716/Diseno-y-Calculo-de-Recipientes-a-Presion>

Para este diseño se va a soldar la tapa al cuerpo, por lo tanto, se toma la opción B de la imagen anterior, la cual presenta los siguientes valores:

- $c = 0.33 * m = 0.33 * 0.485 = 0.16$

Datos conocidos:

- $d = 152.4 \text{ mm}$ *diámetro de la tapa*
- $p = 107447 \text{ pa}$ *presión*
- $E = 0.7$ *eficiencia de la soldadura, asumida*
- $s = 235 * 10^6 \text{ pa}$ *esfuerzo máximo permisible*

La ecuación que recomienda el código ASME para calcular el espesor es la siguiente

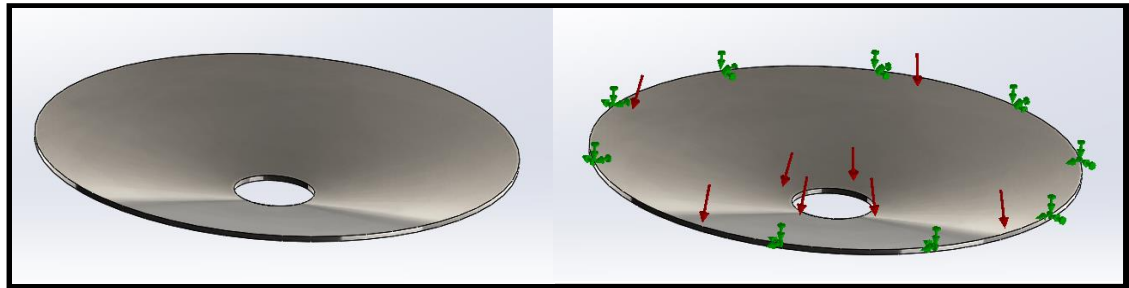
$$t_r = d \sqrt{\frac{c * p}{s * E}}$$
$$t_r = 152.4 \sqrt{\frac{0.16 * 107447}{235 * 10^6 * 0.7}} = 1.55 \text{ mm}$$

Los cálculos muestran que el espesor óptimo para que la tapa resista la presión generada es de 1.55 mm, mas sin embargo se comprobara dicho valor con la ayuda de solidwork.

4.8.2 Método de simulación en software CAE solidwork. Con ayuda del solidwork se modela la tapa inferior que contara con un diámetro de 15.24 cm y un espesor calculado teóricamente de 1.55 mm, pero cabe mencionar que esta medida se normalizara a lo que hay estandarizado en el mercado, acero calibre 16 (1.59 mm), y se revisa si estas especificaciones si cumplen con los requerimientos de presión.

También cabe notar que la tapa inferior no se fabricara plana como se utilizó para realizar los cálculos, con el fin de simplificar el modelo matemático, sino que tendrá un pequeño ángulo de inclinación, ya que esto mejora notablemente la facilidad de embutido, y los esfuerzos producidos sobre la tapa, dicho esto el ángulo será de 13°.

Figura 52. Tapa inferior con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)



En el software se define el material del cual estará hecha la tapa inferior, el cual es acero AISI 304, se tiene la ventaja de que el programa tiene una base de datos con las diferentes propiedades del material, como ya se evidencio anteriormente (ver cuadro 5).

Con todo listo se procede a simular para que el programa arroje resultados.

Figura 53. Simulación de esfuerzos sobre la tapa inferior

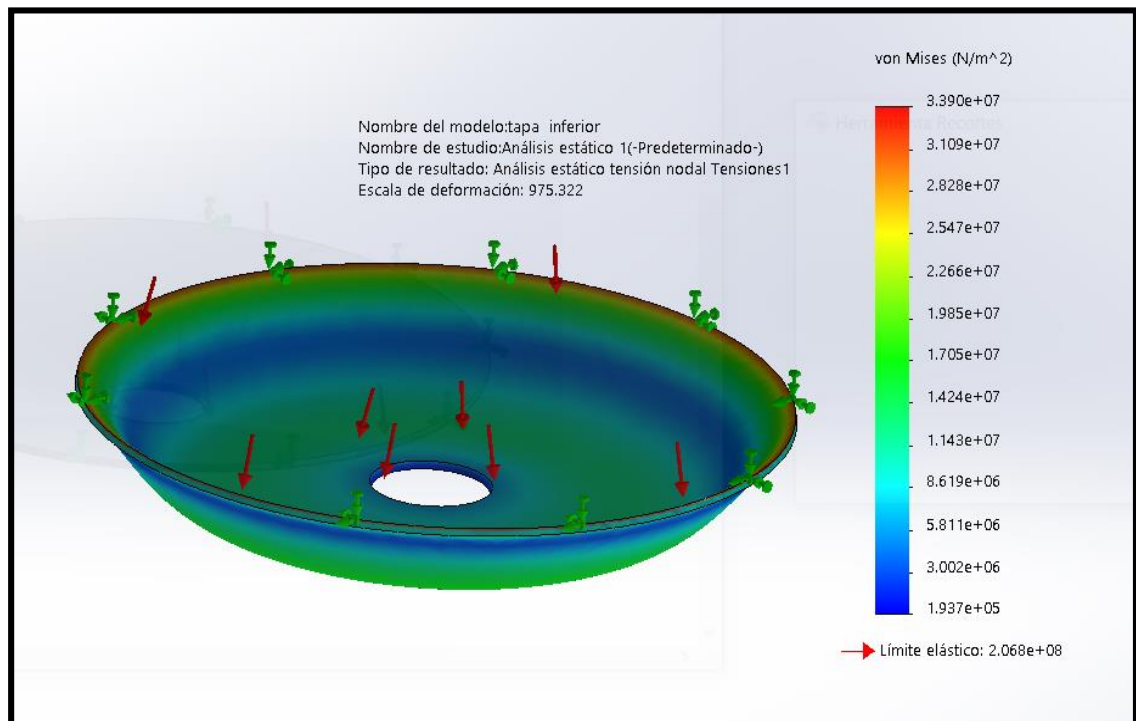
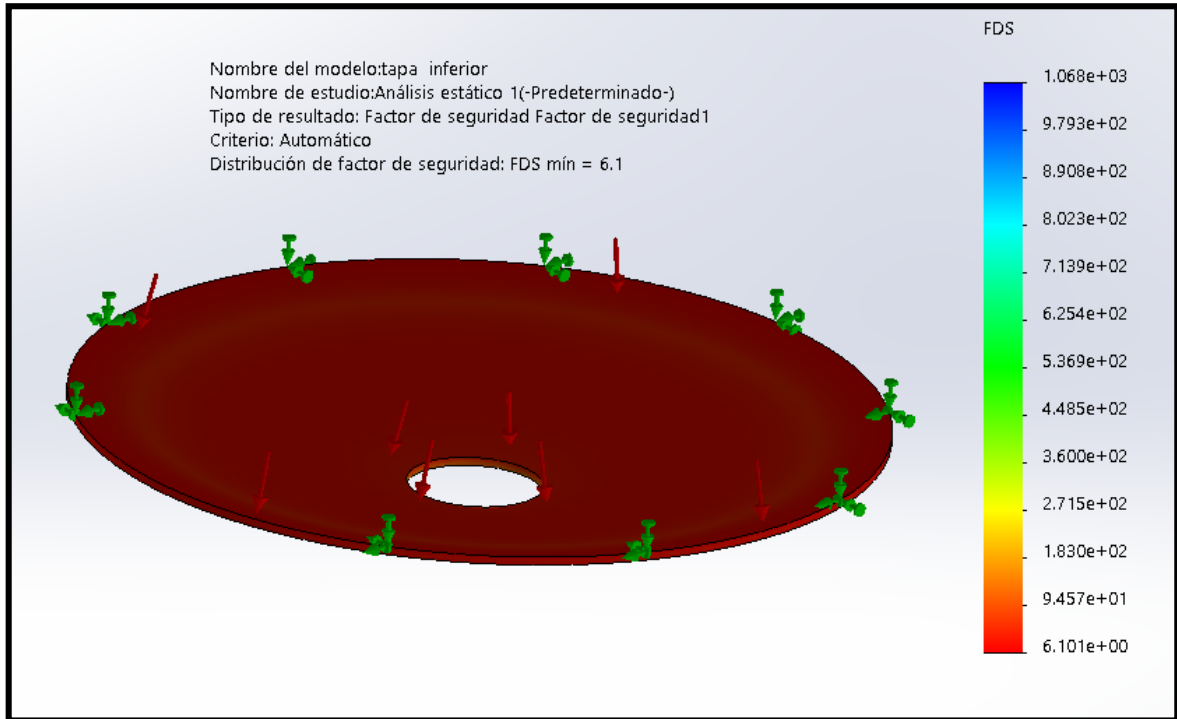


Figura 54. Simulación del factor de seguridad sobre la tapa inferior



Las anteriores figuras indican que las dimensiones de este elemento son suficientes para que el elemento resista la carga de trabajo, dando como resultado un factor de seguridad de 6.1, lo que está bastante aceptable, por lo tanto, se concluye que la tapa se fabricara con un espesor de 1.59 mm, en otras palabras, acero calibre 16.

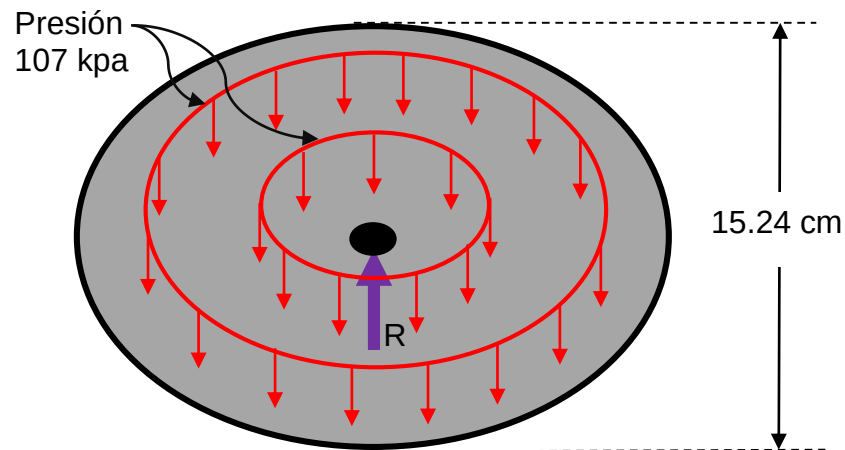
4.9 DIMENSIONAMIENTO DEL ÉMBOLO

Este elemento es el que tramite la fuerza axial del tornillo hacia la carne aprisionándola contra el recipiente, haciendo que esta genere una presión de respuesta, lo que convierte el émbolo en un elemento con una carga distribuida sobre toda su superficie, además esta pieza posee un solo punto de apoyo en todo su centro, por lo que se hace muy importante hacer los respectivos cálculos, para que este elemento funcione correctamente y no llegue a fallar durante la operación, de modo que se plantean los siguientes métodos.

4.9.1 Método de una viga en voladizo. Como ya se mencionó, este elemento funcionara como una viga que tiene un apoyo fijo en su centro, además sobre el émbolo actuara una carga distribuida generada por la reacción de la carne, esta es la presión que se produce dentro del recipiente, y su valor corresponde a 107447 pascales calculado previamente.

Cabe recalcar que este elemento estará en contacto directo con la carne, por lo que debe ser de un material apto para el trabajo, y como ya se viene manejando se utilizara el mismo acero AISI 304, el cual posee un $\sigma_y=235$ mpa, además el émbolo posee las siguientes dimensiones.

Figura 55. Bosquejo del émbolo.

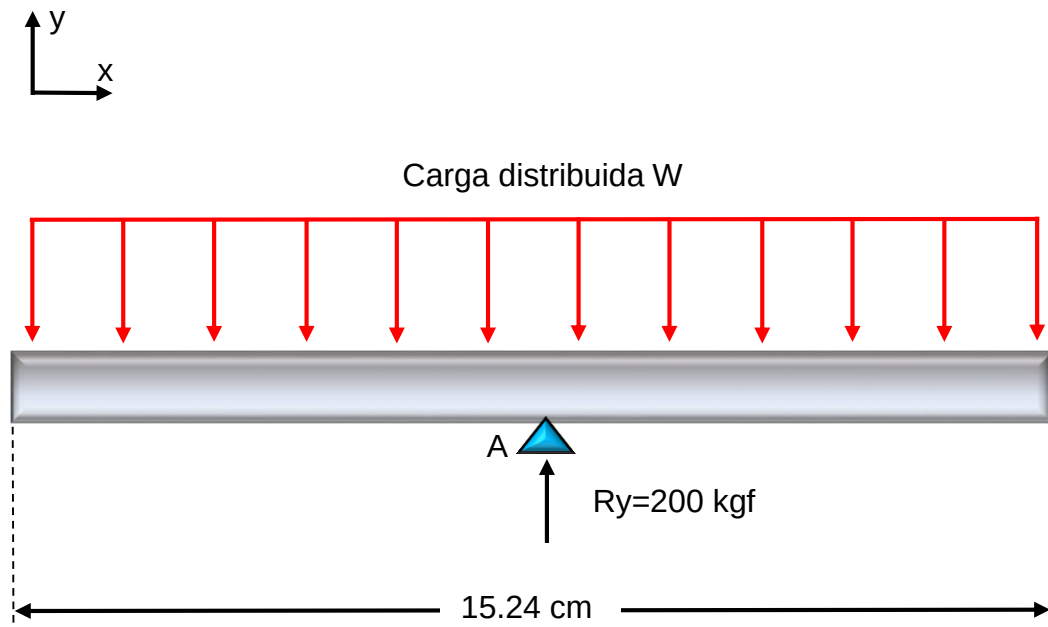


De la figura 55, se observa que el émbolo tiene una presión uniforme sobre toda la cara del disco, la cual es producida por la fuerza axial transmitida por el tornillo, el valor de dicha fuerza es de 120 kg, pero por razones de seguridad se calculó con 200 kg.

Con el fin de poder realizar el cálculo aproximado de cuál tendrá que ser el espesor mínimo del émbolo para que soporte las cargas, se hace necesario aproximar el

émbolo como una viga con un solo punto de apoyo, todo con el fin de facilitar el planteamiento del modelo matemático, para ello se debe conocer cuál es la carga distribuida que allí actúa, por lo tanto, se realiza un diagrama de cuerpo libre (figura 56) en el cual ya se conoce de antemano el valor de la reacción en el apoyo.

Figura 56. Diagrama de cuerpo libre para el embolo como viga.



Datos conocidos:

- $l_v = 6 \text{ pulg} = 0.1524 \text{ m}$
- $R_y = 200 \text{ kg} = 2000 \text{ N}$

Con la ayuda de la anterior figura se plantea el siguiente modelo matemático:

$$\Sigma f_y = 0$$

$$R_y - w * l_v = 0$$

$$w = \frac{R_y}{l_v} = \frac{2000}{0.1524} = 13123.4 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 13.13 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

- Ecuación de carga distribuida

$$w(x) = 13.13$$

- Ecuaciones de fuerza cortante (v)

$$v_1(x) = - \int_0^x w(X) dx = - \int_0^x 13.13 dx = -13.13x$$

$$v_1(0.0762) = -1 \text{ KN}$$

$$v_a = v_1 + R_y = -1 + 2 = 1 \text{ KN}$$

$$v_2(x) = v_a - \int_0^x w(X) dx = 1 - \int_0^x 13.13 dx = 1 - 13.13x$$

$$v_2(0.0762) = 0 \text{ KN}$$

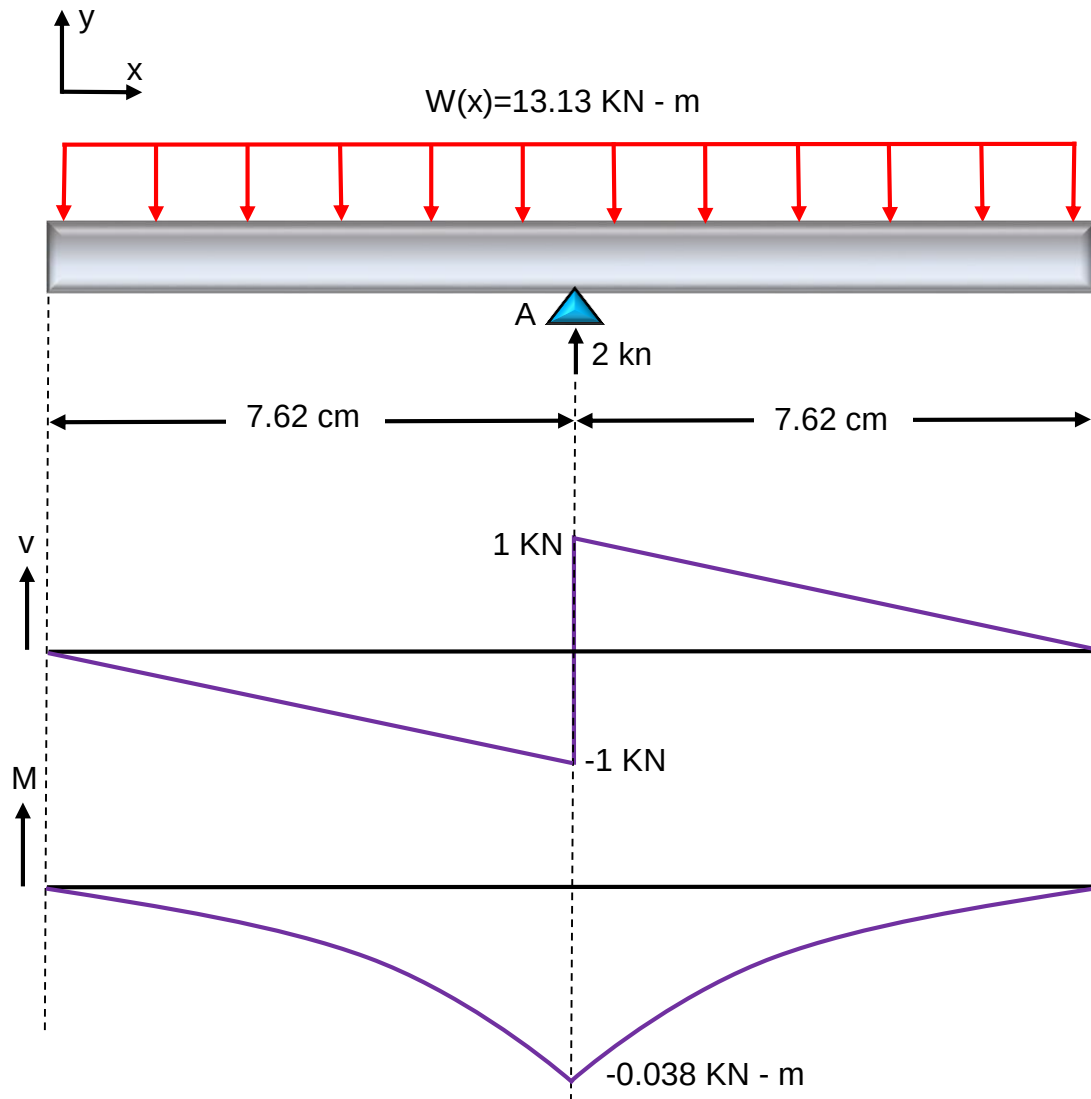
- Ecuaciones de momento flector (M)

$$M_1(x) = \int_0^x v_1(x) dx = \int_0^x -13.13x dx = -\frac{13.13}{2}x^2$$

$$M_1(0.0762) = -0.038 \text{ KN} \cdot m$$

Basándose en los resultados calculados anteriormente, se puede proceder a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se generan a lo largo de toda la viga, ya que esto aporta una ayuda visual para localizar que puntos están sometidos a mayores esfuerzos, y con estos, obtener un dimensionamiento aproximado de la pieza en estudio.

Figura 57. Diagramas de cortante y momento en la viga.

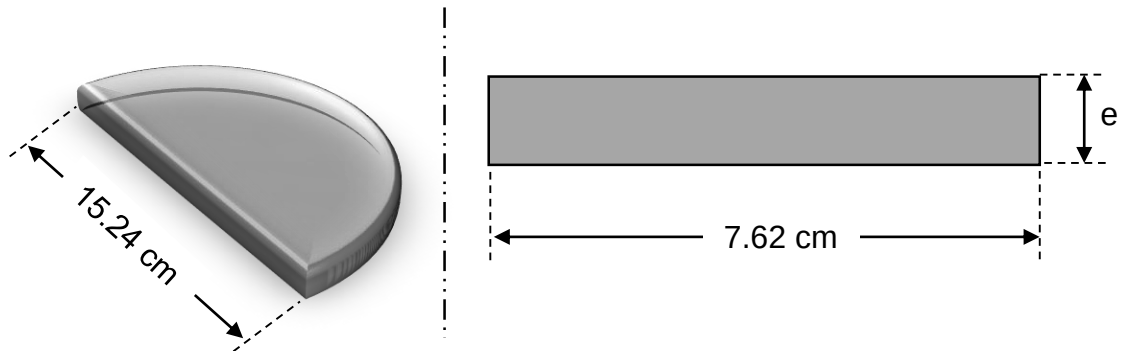


- Esfuerzo máximo permisible por la viga de material acero AISI 304 con un factor de seguridad de 2

$$\sigma_{perm} = \frac{s_y}{N} = \frac{235}{2} = 117.5 \text{ Mpa} = 117500 \text{ kpa}$$

Para continuar con el cálculo del espesor requerido por la viga, es necesario definir las dimensiones del área transversal de la viga. Como la forma geométrica de la pieza es un disco macizo, se toma la mitad de este para facilitar los cálculos y así poder asumir que es una viga de forma rectangular como se muestra continuación:

Figura 58. Área transversal del embolo asumida



Teniendo bien definido cuál es el perfil del área transversal, que para este caso se asume uno rectangular, se obtienen los siguientes datos y ecuaciones específicas para este tipo de perfil:

$$b = 0.0762 \text{ m}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

$$h = e$$

- Cálculo del espesor mínimo

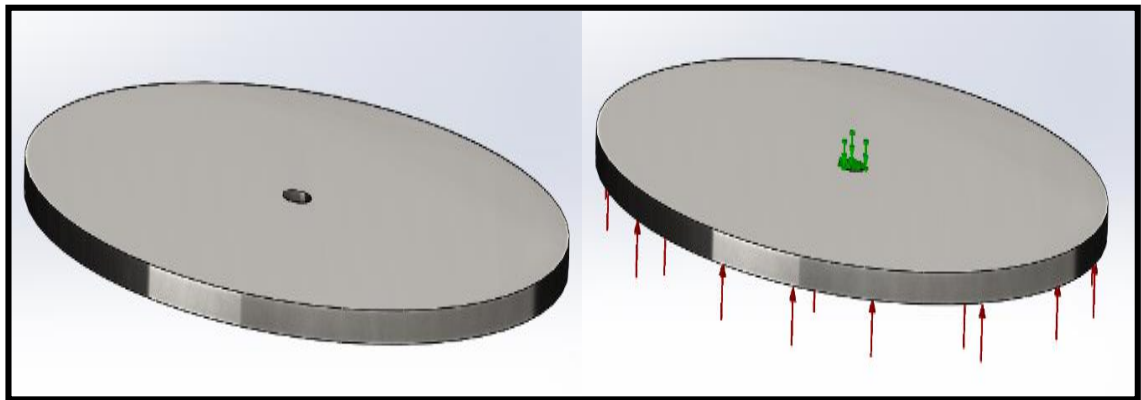
$$\sigma_{perm} = \frac{M * c}{I}; \quad \text{donde} \quad c = \frac{e}{2}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{M * \frac{e}{2}}{\frac{b * e^3}{12}} = \frac{12 * M * e}{2 * b * e^3} = \frac{6 * M}{b * e^2}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * M}{b * \sigma_{perm}}} = \sqrt{\frac{6 * 0.038}{0.0762 * 117500}} = 5.04 \times 10^{-3} m = 5.4 \text{ mm}$$

4.9.2 Método de simulación en software CAE solidwork. Ahora se comprueba por medio de un software si las dimensiones calculadas si resultan fiables a la hora de construir el émbolo, por lo que se modela el émbolo con las medidas previamente calculadas en solidwork y se simula.

Figura 59. Émbolo con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)



En la anterior figura se muestra un disco macizo de acero inoxidable AISI 304 para dar cumplimiento a la norma (INVIMA), dicho material se define dentro del programa, ya que se tiene la ventaja de que este tiene una base de datos con las diferentes propiedades del material, como ya se evidenció anteriormente (ver cuadro 5), esta pieza tiene un diámetro de 6 pulgadas y un espeso de 5.4 mm, con esto listo se procede a simular para que el programa arroje resultados.

Figura 60. Simulación de esfuerzos sobre el embolo

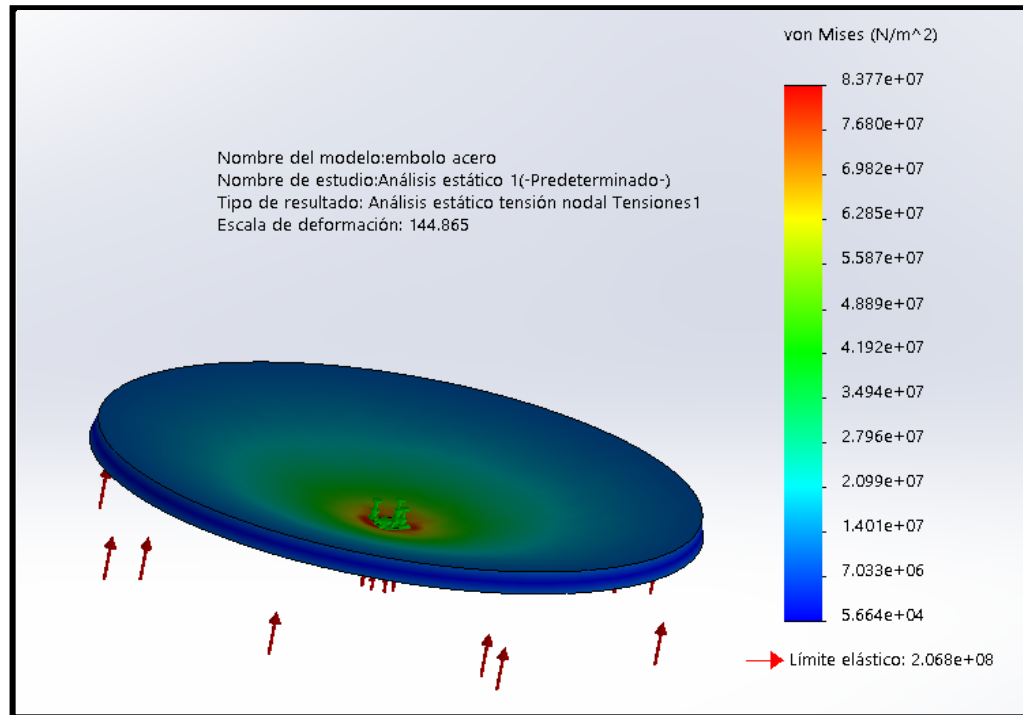
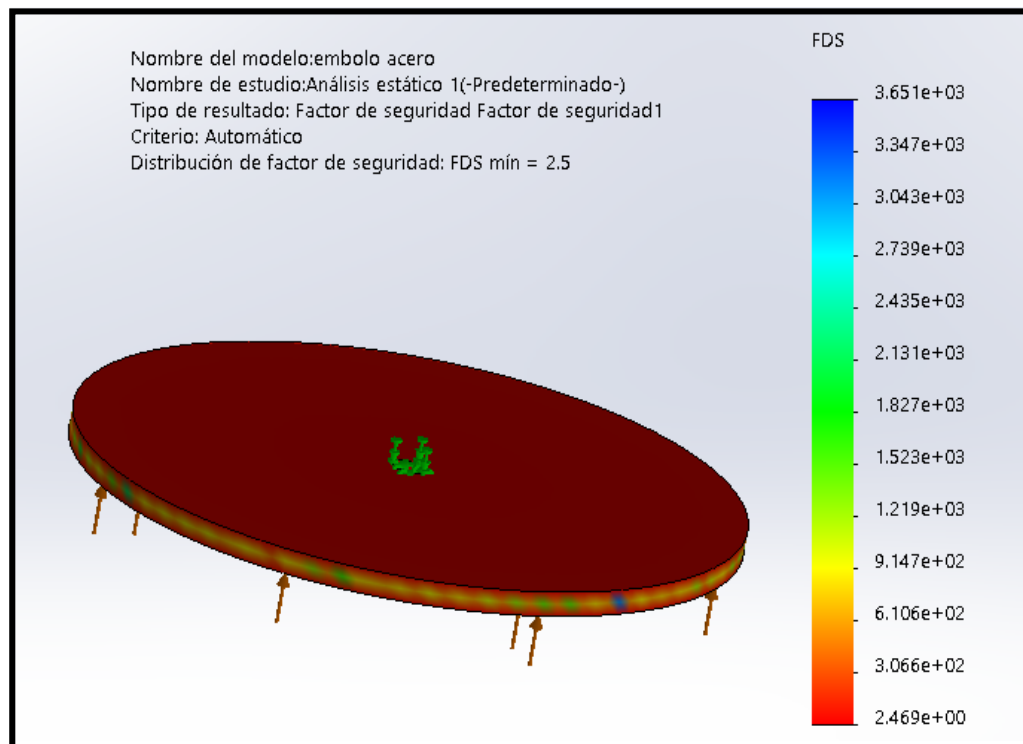


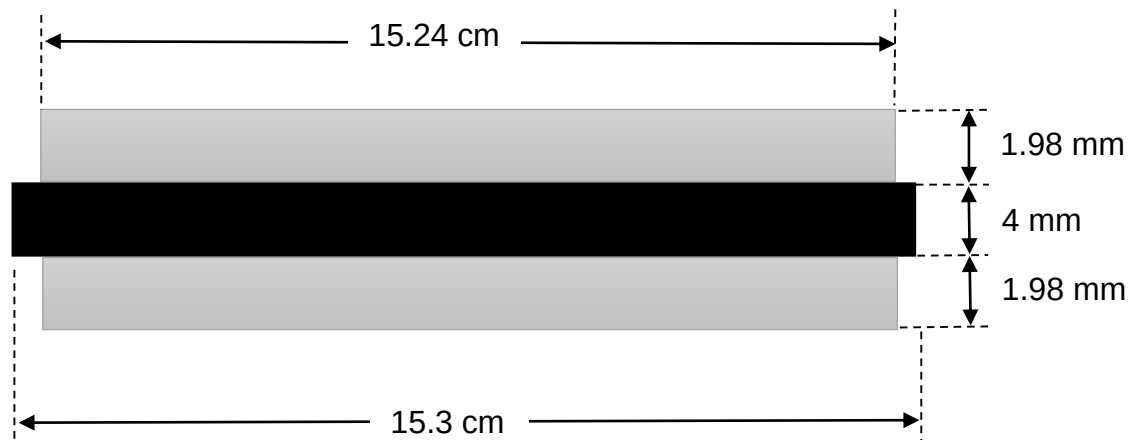
Figura 61. Simulación del factor de seguridad sobre el embolo



Se comprueba que el espesor del disco calculado para que soporte toda la carga es suficiente, dando como resultado un factor de seguridad de 2.5, más sin embargo, el costo que tiene fabricar este disco macizo de en acero inoxidable es muy elevado por lo que se decide unir 2 discos del mismo calibre o espesor, para este caso será calibre 14, que es de 1.98 mm de espesor, además para completar el espesor necesario se dispondrá de un disco de caucho, y se hará una especie de sándwich, en el cual, el caucho ira en el centro y tendrá un diámetro un poco mayor.

4.9.3 Dimensionamiento final del émbolo con ayuda de solidwork. Como ya se mencionó la idea es hacer un sándwich, en el cual vaya acero inoxidable en los extremos y en el medio un disco de caucho, además este último cumple 2 funciones, dar más rigidez al émbolo y hacer de empaque en su borde, ya que se dejará con un diámetro un poco mayor al de los discos de acero inoxidable, como se muestra en la figura siguiente:

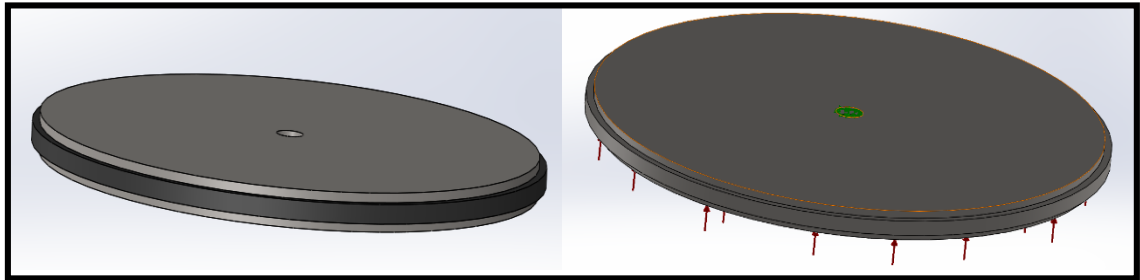
Figura 62. Bosquejo del embolo final



Este sándwich se unirá por medio de un tornillo pasante en todo su centro, el cual se ajusta al tornillo de potencia, ya que este llevará la rosca internamente.

A continuación, se pone a prueba este arreglo del émbolo, realizando su modelamiento en solidwork, con las dimensiones anteriormente mencionadas, para ver si estas cumplen con los requerimientos de carga, o, por el contrario, falla en su funcionamiento.

Figura 63. Émbolo tipo sándwich con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas)



Con este modelo virtual del émbolo, se procede a hacer las simulaciones necesarias para saber si es lo suficientemente robusto para soportar las cargas aplicadas.

Figura 64. Simulación de esfuerzos sobre el embolo tipo sándwich

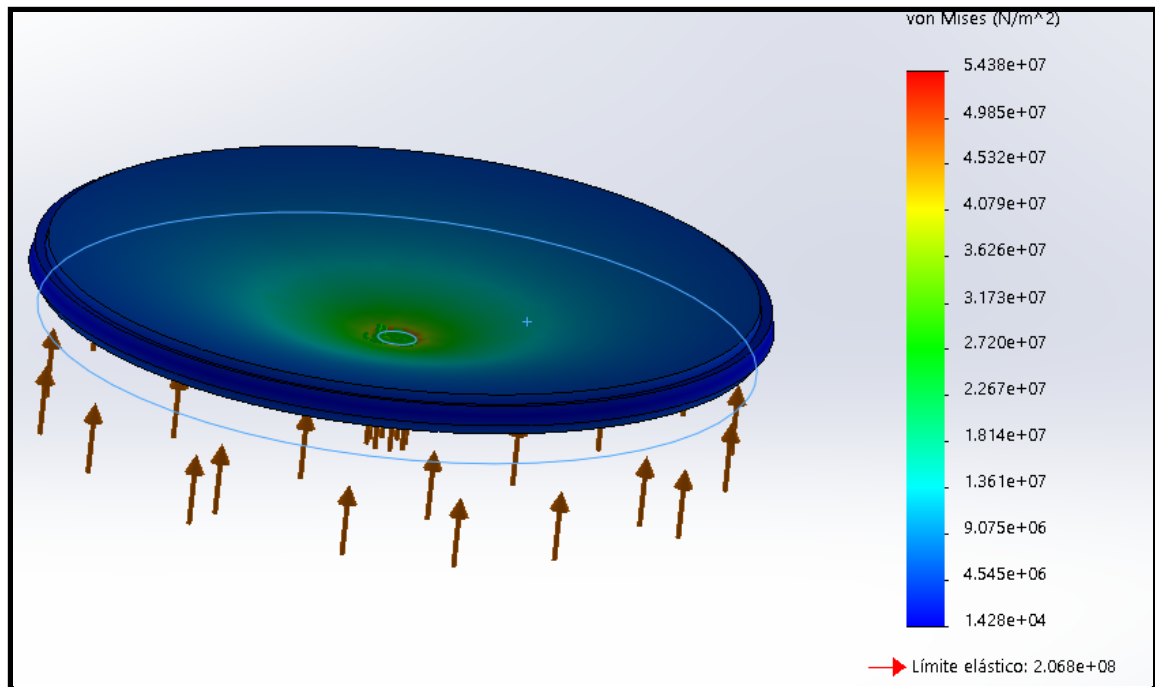
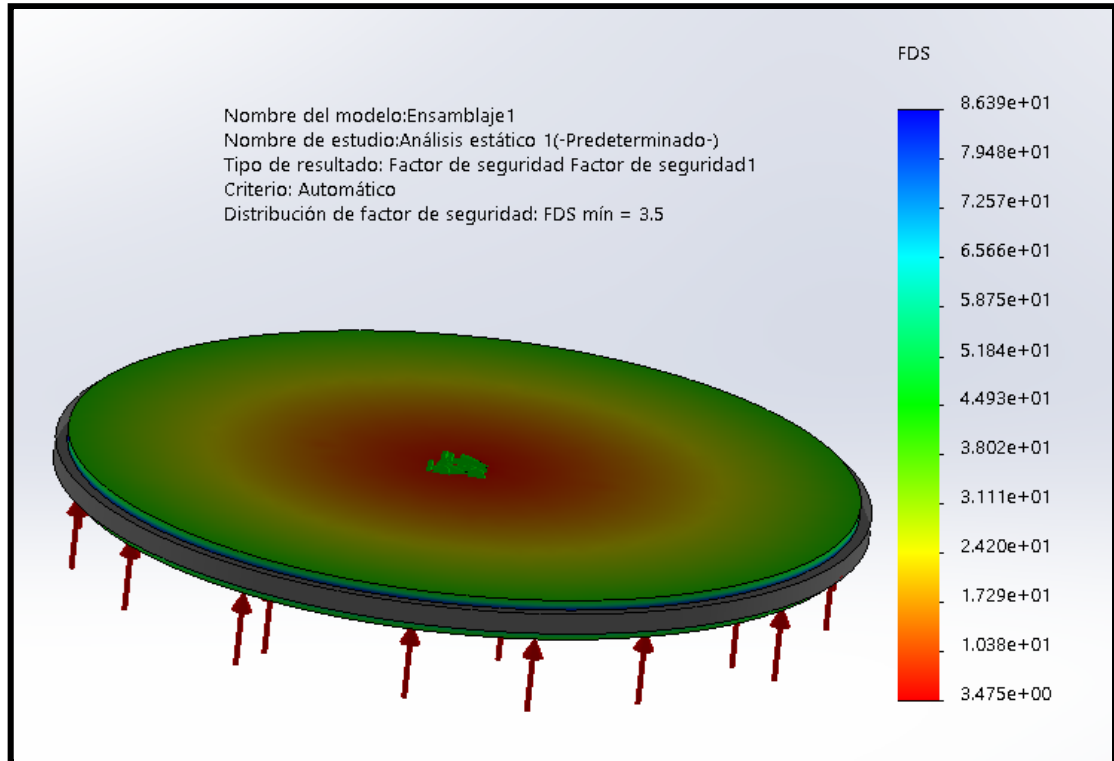


Figura 65. Simulación del factor de seguridad sobre el émbolo tipo sándwich

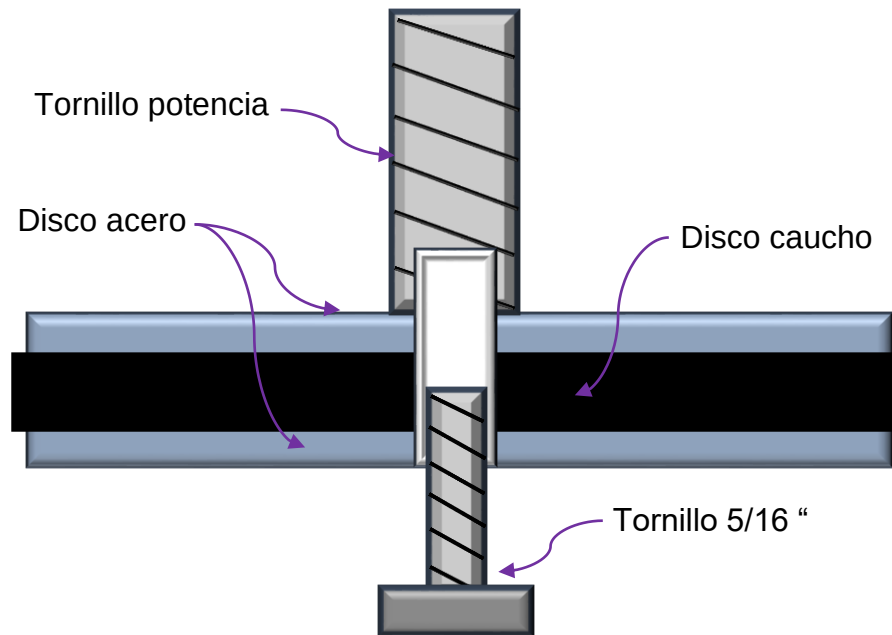


Al final se puede notar que solidwork arroja resultados favorables para este diseño, afirmando así un valor aceptable del factor de seguridad, el cual es de 3.5, lo que se traduce en que el dimensionamiento émbolo es el correcto, y este resistirá el trabajo al cual estará sometido. Por lo tanto, el émbolo se construirá de 2 discos de acero, calibre 14 (1.98 mm) y un disco de caucho con espesor de 4 mm, todo en forma de sándwich lo que da un espesor de 7.96 mm.

4.9.4 Unión del émbolo con el tornillo de potencia. La unión entre estos 2 elementos mecánicos se hará por medio de un tornillo de 5/16" rosca ordinaria, el cual fijara el émbolo al extremo inferior del tornillo de potencia, haciendo que el este se mueva a medida que el tornillo de potencia se desplace, por lo que la única función de este tornillo de unión, es evitar la separación del sándwich que conforma el émbolo de la transmisión de potencia, cuando la máquina esté en operación, por consiguiente se supone que no tendrá que soportar cargas que hagan que este

elemento se fracture, por lo tanto no es conveniente hacer cálculos innecesarios. A continuación, se muestra el boceto de cómo se realiza este ensamble.

Figura 66. Boceto de la unión del embolo con el tornillo de potencia.



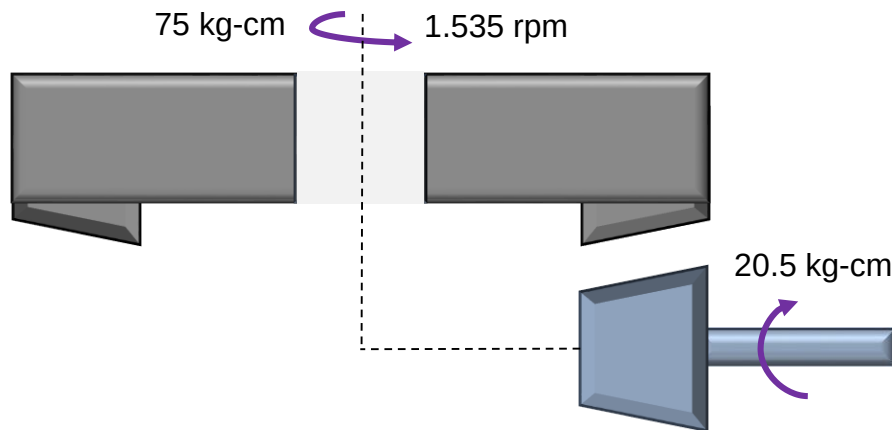
Como nota final se resalta que este tornillo tendrá que estar fabricado en acero inoxidable porque estará en contacto directo con la carne.

4.10 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Este subsistema es el encargado de convertir el movimiento giratorio de entrada, para que la máquina haga la extrusión, además también define que tanto torque de entrada es necesario para que la máquina funcione sin mucho esfuerzo, por lo tanto, es indispensable hacer el correcto dimensionamiento de las piezas que lo conforman. Para este caso en particular se seleccionan engranajes cónicos, una corona helicoidal junto con un piñón helicoidal, de los cuales el piñón es el conductor y la corona la conducida.

4.10.1 Dimensionamiento de la corona-piñón. Para dimensionar el mecanismo dentado en espiral, se esquematiza cómo será su funcionamiento y se colocan valores conocidos previamente.

Figura 67. Boceto de la corona-piñón.



Al continuar con los cálculos es necesario suponer el torque de entrada, teniendo en cuenta que la máquina será manual, por eso este valor no debe exceder un valor de 21 kg-cm, esto para que el mecanismo se pueda mover fácilmente, más, sin embargo, se coloca un valor ligeramente inferior como 20.5 kg.

Con esto definido ya se puede proceder a caracterizar los engranajes, comenzando por calcular la relación de transmisión, donde su ecuación queda de la siguiente manera:

$$R = \frac{T_C}{T_P} = \frac{N_P}{N_C} = \frac{Z_C}{Z_P}$$

Donde:

$$R = \frac{T_C}{T_P} = \frac{75}{20.5} = 3.66$$

$$N_P = N_C * R = 1.6 * 3.66 = 5.86 \text{ rpm}$$

Además, se sabe que el mínimo número de dientes del piñón debe ser 13, por lo que se asumirá un $Z_p=15$ dientes y se calculan los de la corona.

$$Z_C = Z_p * R = 15 * 3.66 = 55 \text{ dientes}$$

Cuadro 6. Módulos normalizados AGMA

Serie	Módulo																
I	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6			0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3		4
II	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55		0,7	0,75	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75		3,5	4,5
III						0,65									3,25	3,75	

Fuente: DUQUE RAMIREZ, Pablo Andrés, guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad, módulos, [en línea] octubre 2017, (recuperado el 22 de enero 2022) disponible en: <https://repositorio.usm.cl/bitstream/handle/11673/23572/3560900257298UTFSM.pdf>

Para que dos ruedas engranen se debe cumplir que su módulo debe ser el mismo, por lo tanto, este se tiene que normalizar, se escoge para este caso 1.375 (cuadro 6) y se realizan los cálculos de los diámetros primitivos, todo esto para ver si son datos razonables, y si no se comienza a iterar hasta dar con valores razonables.

- diámetro primitivo corona

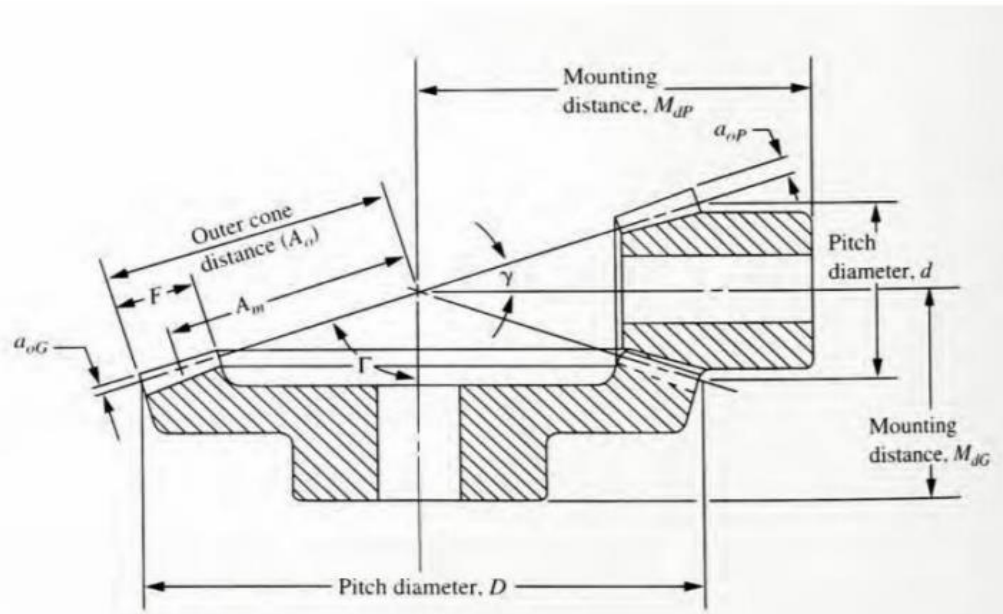
$$d_{pc} = M * Z_C = 1.375 * 55 = 75.6 \text{ mm}$$

- diámetro primitivo piñón

$$d_{pp} = M * Z_p = 1.375 * 15 = 20.6 \text{ mm}$$

Se observa que dan valores razonables por lo que se calculan las dimensiones restantes, para esto se anexa la siguiente figura donde se especifican las diferentes medidas que tiene un engranaje cónico.

Figura 68. Dimensiones de la corona-piñón.



Fuente: Diseño de un reducto de velocidad para una trituradora de neumáticos de 15 cv, [en línea]. P-24 (recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://epsil.ujaen.es/sites/centro_epsil/files/uploads/Mecanica-MHonor_Censurado.pdf

- Angulo de paso piñón

$$\tan(\gamma) = \frac{Z_p}{Z_c} ; \quad \gamma = \tan^{-1} \left(\frac{Z_p}{Z_c} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{15}{55} \right) = 15.26$$

- Angulo de paso corona

$$\Gamma = 90 - \gamma = 90 - 15.26 = 74.74$$

- Longitud de la generatriz del cono de paso

$$A_o = \frac{d_{pc}}{2 * \sin(\Gamma)} = \frac{81}{2 * \sin(74.74)} = 39.19 \text{ mm}$$

- Ancho de cara, se recomienda que sea:

$$F = 0.3 * A_o = 0.3 * 39.19 = 11.76 \text{ mm}$$

- Diámetro primitivo medio corona

$$d_{mc} = d_{pc} - F * \text{sen}(\Gamma) = 75.6 - 11.76 * \text{sen}(74.74) = 64.28 \text{ mm}$$

- Diámetro primitivo medio piñón

$$d_{mp} = d_{pp} - F * \text{sen}(\gamma) = 20.6 - 11.76 * \text{sen}(15.26) = 17.53 \text{ mm}$$

- Distancia media del cono

$$A_m = A_o - 0.5 * F = 39.19 - 0.5 * 11.76 = 33.31 \text{ mm}$$

- Profundidad de trabajo media

Cuadro 7. Factor de profundidad K1, AGMA

Tipo de engranaje	Factor de profundidad	Numero de dientes del piñón
Cónicos espirales	2.000	12 y mayores
	1.995	11
	1.975	10
	1.940	9
	1.895	8
	1.835	7
	1.765	6
Hipoides	2.000	11 y mayores
	1.950	10
	1.900	9
	1.850	8
	1.800	7
	1.750	6

Fuente: GALINDO LOPEZ, Sebastián, diseño y análisis de resistencia de materiales en engranajes cónicos espirales hipoidales, cálculo de engranajes, [en línea] 2009, (recuperado el 22 de enero 2022) disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/47245003.pdf>

$$h = k_1 * M * \left(\frac{A_m}{A_o} \right) = 2 * 1.375 * \left(\frac{33.31}{39.1} \right) = 2.338 \text{ mm}$$

- Claro

$$c = 0.125 * h = 0.125 * 2.338 = 0.2922 \text{ mm}$$

- Profundidad total media

$$h_m = h + c = 0.2922 + 2.338 = 2.63 \text{ mm}$$

- Addendum medio corona

$$a_c = \left(0.21 + 0.29 \left(\frac{Z_P}{Z_C} \right)^2 \right) * h = \left(0.21 + 0.29 \left(\frac{15}{55} \right)^2 \right) * 2.338 = 0.5413 \text{ mm}$$

- Addendum medio piñón

$$a_p = h - a_c = 2.338 - 0.5413 = 1.796 \text{ mm}$$

- Dedendum medio corona

$$b_c = h_m - a_c = 2.63 - 0.541 = 2.088 \text{ mm}$$

- Dedendum medio piñón

$$b_p = h_m - a_p = 2.63 - 1.796 = 0.833 \text{ mm}$$

- Angulo de dedendum corona

$$\delta_c = \tan^{-1} \left(\frac{b_c}{A_m} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2.088}{33.31} \right) = 3.59^\circ$$

- Angulo de dedendum piñón

$$\delta_p = \tan^{-1} \left(\frac{b_p}{A_m} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0.833}{33.31} \right) = 1.433^\circ$$

- Addendum y Dedendum exterior corona

$$a_{oc} = a_c + 0.5 * F * \tan(\delta_p) = 0.5413 + 0.5 * 11.76 * \tan(1.433)$$

$$a_{oc} = 0.6884 \text{ mm}$$

$$b_{oc} = b_c + 0.5 * F * \tan(\delta_c) = 2.088 + 0.5 * 11.76 * \tan(3.59) = 2.457 \text{ mm}$$

- Addendum y Dedendum exterior piñón

$$a_{op} = a_p + 0.5 * F * \tan(\delta_c) = 1.796 + 0.5 * 11.76 * \tan(3.587) = 2.165 \text{ mm}$$

$$b_{op} = b_p + 0.5 * F * \tan(\delta_p) = 0.8335 + 0.5 * 11.76 * \tan(1.433) = 0.9806 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior corona

$$d_{oc} = d_{pc} + 2 * a_{oc} * \cos(\Gamma) = 75.6 + 2 * 0.6884 * \cos(74.74) = 75.99 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior piñón

$$d_{op} = d_{pp} + 2 * a_{op} * \cos(\gamma) = 20.6 + 2 * 2.165 * \cos(15.26) = 24.8 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior de raíz de corona

$$d_{Rc} = d_{pc} - 2 * b_{oc} * \cos(\Gamma) = 75.6 - 2 * 2.457 * \cos(74.74) = 74.33 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior de raíz para piñón

$$d_{Rp} = d_{pp} - 2 * b_{op} * \cos(\gamma) = 20.6 - 2 * 0.9806 * \cos(15.26) = 18.73 \text{ mm}$$

A continuación, se realiza una tabla con un resumen de todas las dimensiones calculadas anteriormente.

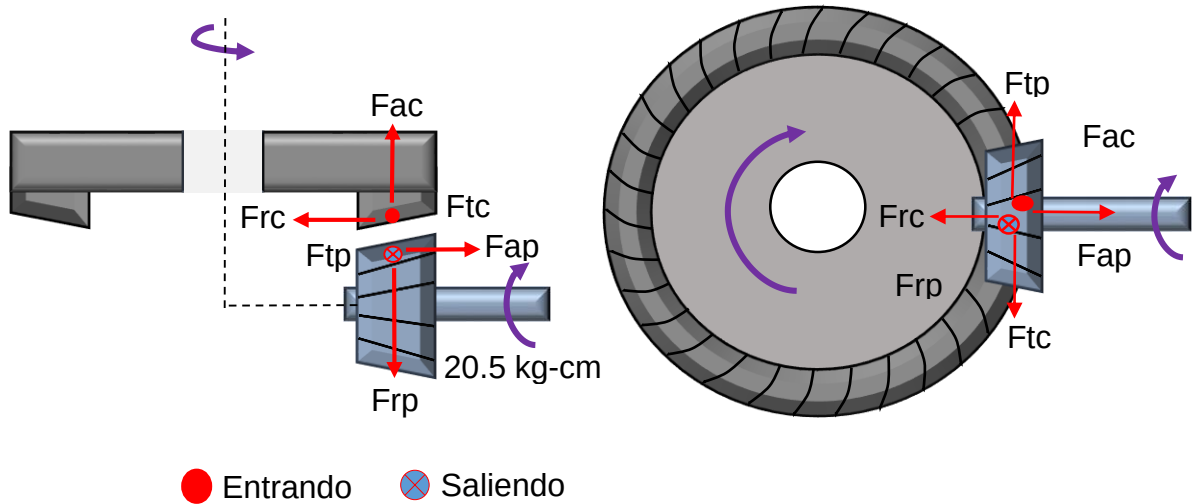
Tabla 4. Resultados del dimensionamiento de la corona-piñón

	PIÑÓN	CORONA
Numero de dientes (Z_p), (Z_c)	15	55
Diámetro primitivo (mm)	26.6	75.6
Angulo de paso (γ), (Γ)	15.26°	74.74°
Longitud de la generatriz del cono de paso A_o (mm)	39.19	39.19
Ancho de la cara F (mm)	11.76	11.76
Diámetro primitivo medio (mm)	17.53	64.28
Distancia media del cono A_m (mm)	33.31	33.31
Profundidad de trabajo media h (mm)	2.338	2.338
Claro c (mm)	0.2922	0.2922
Profundidad total media h_m (mm)	2.63	2.63
Addendum medio a_p , a_c , (mm)	1.796	0.5413
Dedendum medio b_p , b_c , (mm)	0.833	2.088
Angulo de dedendum (δ_p), (δ_c)	1433°	3.59°
Addendum exterior, a_{op} , a_{oc} (mm)	2.165	0.6884
Dedendum exterior, b_{oc} , b_{op} (mm)	0.9806	2.457
Diámetro exterior (mm)	24.8	75.99
Diámetro exterior de raíz (mm)	18.73	78.33

Fuente: elaboración propia

4.10.2 Cálculos de fuerzas en la corona-piñón. Se calcula la magnitud y dirección de las fuerzas sobre los engranajes, ya que estas se transmitirán directamente al eje y serán necesarias para realizar el respectivo dimensionamiento posteriormente. A continuación, se realiza un bosquejo con las fuerzas que se generan sobre los engranajes.

Figura 69. Diagrama de cuerpo libre para la corona-piñón.



$$F_{tc} = F_{tp} \quad F_{tc} = \text{fuerza tangencial corona} \quad F_{tp} = \text{fuerza tangencial piñón}$$

$$F_{rc} = F_{ap} \quad F_{rc} = \text{fuerza radial corona} \quad F_{ap} = \text{fuerza axial piñón}$$

$$F_{ac} = F_{rp} \quad F_{ac} = \text{fuerza axial corona} \quad F_{rp} = \text{fuerza radial piñón}$$

Datos conocidos:

- $T_{entrada} = 20.5 \text{ kg} - \text{cm}$
- $d_p = 2.06 \text{ cm}$ *diametro piñón*
- $d_c = 7.56 \text{ cm}$ *diametro corona*
- $\gamma = 15.26^\circ$ *angulo de paso del piñón*
- $\theta_n = 20^\circ$ *angulo depresion normal*
- $\beta = 35^\circ$ *angulo de la espiral*

Con base en el libro de Alfredo Parada⁸ se toman los anteriores ángulos, ya que son los más utilizados en los engranajes cónicos espirales.

⁸ PARADA CORRALES, ALFREDO. Fuerzas sobre engranajes, correas y cadenas y diseños de ejes, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-26

Las fuerzas axial y tangencial que se genera sobre un engranaje cónico helicoidal, “dependen del sesgo de la espiral y del sentido de rotación,”⁹ dando para este caso, un piñón de espiral a la izquierda, que girara en sentido contrario a las manecillas del reloj, por lo que se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$F_{tp} = F_{tc} = \frac{T_{entrada} * 2}{d_p} = \frac{2 * 20.5}{2.06} = 19.9 \text{ kg}$$

$$F_{ap} = F_{rc} = \frac{F_{tp}}{\cos(\beta)} (\tan(\theta_n) * \text{sen}(\gamma) - \text{sen}(\beta) * \cos(\gamma))$$

$$F_{ap} = F_{rc} = \frac{19.9}{\cos(35)} (\tan(20) * \text{sen}(15.26) - \text{sen}(35) * \cos(15.26)) = -11.12 \text{ kg}$$

El negativo del anterior resultado dice, que su sentido va hacia adentro del centro del cono

$$F_{rp} = F_{ac} = \frac{F_{tp}}{\cos(\beta)} (\tan(\theta_n) * \cos(\gamma) + \text{sen}(\beta) * \text{sen}(\gamma))$$

$$F_{rp} = F_{ac} = \frac{19.9}{\cos(35)} (\tan(20) * \cos(15.26) + \text{sen}(35) * \text{sen}(15.26)) = 12.2 \text{ kg}$$

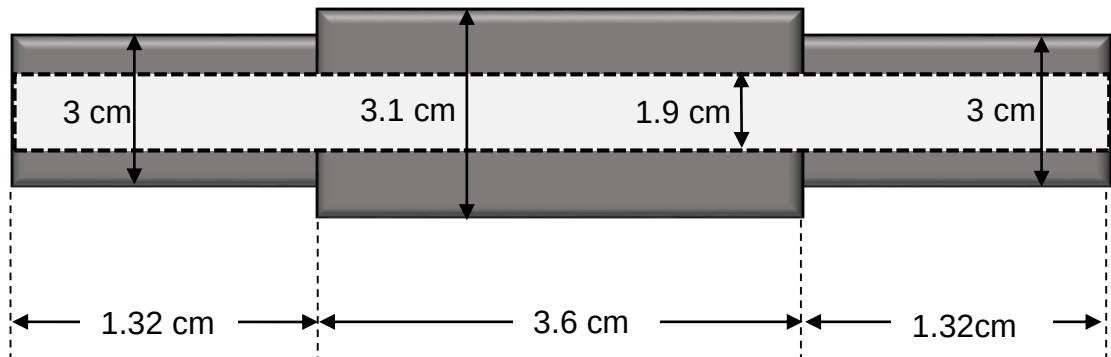
4.11 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DE LA CORONA

Este eje va a ser solidario con la corona, ya que este mismo actúa como tuerca para el tornillo de potencia, puesto que en su interior va a tener maquinada una rosca, haciendo que el tornillo de potencia se desplace axialmente con forme este eje gira, también se tendrá en cuenta, que este tiene la restricción de mínima altura de tuerca ya previamente calculada en el capítulo 4.6, el cual su valor es H=2.86 cm, además este eje se sostendrá de sus extremos mediante 2 rodamientos.

⁹ PARADA CORRALES, ALFREDO. Fuerzas sobre engranajes, correas y cadenas y diseños de ejes, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-26

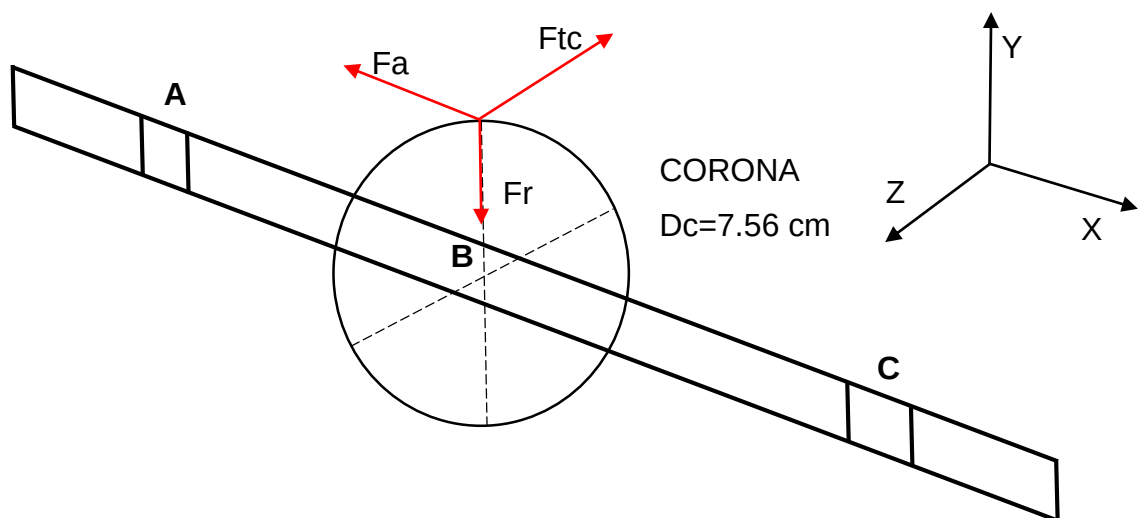
Se tiene como referencia el diámetro interno de los rodamientos existentes en el mercado, además de que es un eje hueco, para asumir el resto de medidas necesarias como se muestre en la siguiente figura:

Figura 70. Boceto del eje de la corona.



4.11.1 Cálculo de fuerzas sobre el eje de la corona. La corona sentará a una distancia de 1.5 cm de uno de sus extremos, con esto definido se procede a hacer un diagrama de cuerpo libre para las fuerzas que actúan en la corona y que pasaran posteriormente al eje.

Figura 71. Diagrama de cuerpo libre corona sobre el eje.



Se procede a realizar momentos en b:

$$\vec{M} = \vec{R} \times \vec{F}$$

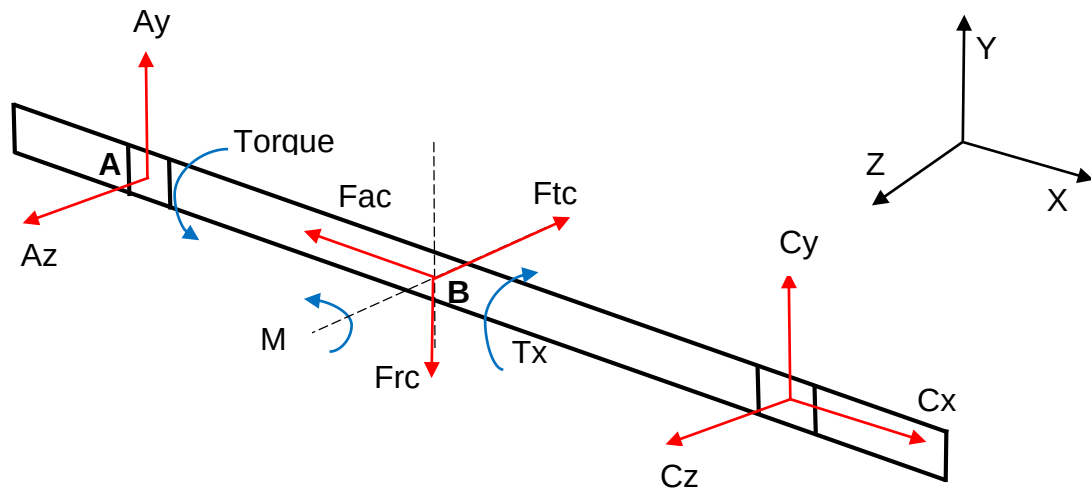
$$\vec{M} = \begin{bmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & \frac{Dc}{2} & 0 \\ -Fac & -Frc & -Ftc \end{bmatrix}$$

$$T_x = \frac{Dc}{2} * -Ftc = \frac{7.56}{2} * 19.9 = -75.2 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$M_z = \frac{Dc}{2} * Fac = \frac{7.56}{2} * 12.2 = 46.11 \text{ kg} - \text{cm}$$

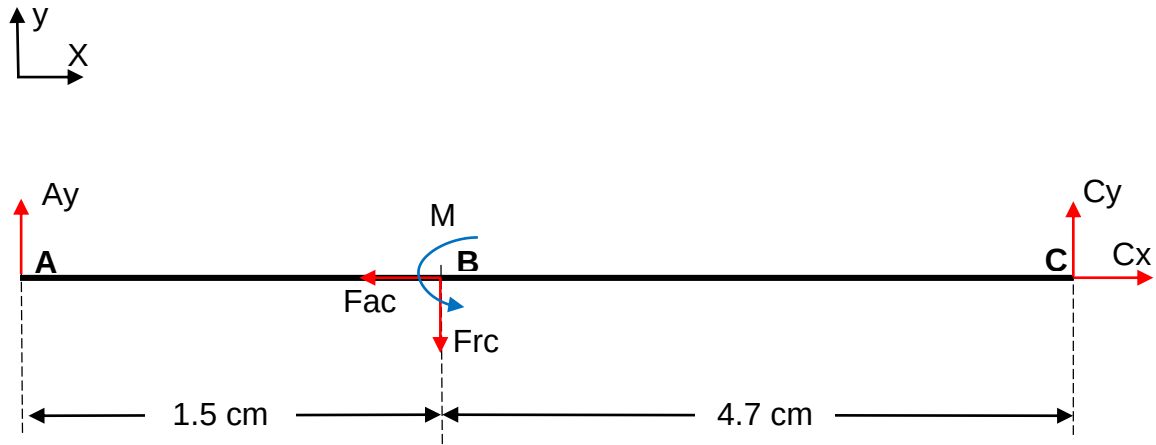
Ahora se realiza el bosquejo en tres dimensiones, para el sistema equivalente de las fuerzas para el eje de la corona.

Figura 72. Diagrama de cuerpo libre eje de la corona.



Para resumir los cálculos se procede a analizar plano por plano, comenzando por el plano XY.

Figura 73. Diagrama de cuerpo libre eje de la corona, plano XY



Con la ayuda de la anterior figura se plantea el siguiente modelo matemático:

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M_c = 0$$

$$A_y - F_{rc} + c_y = 0$$

$$M_z - (A_y * 6.2) + (F_{rc} * 4.7) = 0 = 46.11 - (A_y * 6.2) + (11.12 * 4.7)$$

$$A_y = 15.87 \text{ kg}$$

$$C_y = F_{rc} - A_y = 11.12 - 15.87 = -4.748 \text{ kg}$$

$$F_{ac} = C_x = 12.2 \text{ kg}$$

El valor del momento en B, para el plano XY, es el área bajo la curva del cortante V (ver figura 74), por lo tanto, se calcula de la siguiente manera:

$$M_{yB} = A_y * L_{ab} = 15.87 * 1.5 = 23.8 \text{ kg} - \text{cm}$$

A continuación, se representan las gráficas de la fuerza cortante, momento flector, fuerza axial y momento torsor.

Figura 74. Diagrama de fuerza cortante plano XY, eje-corona

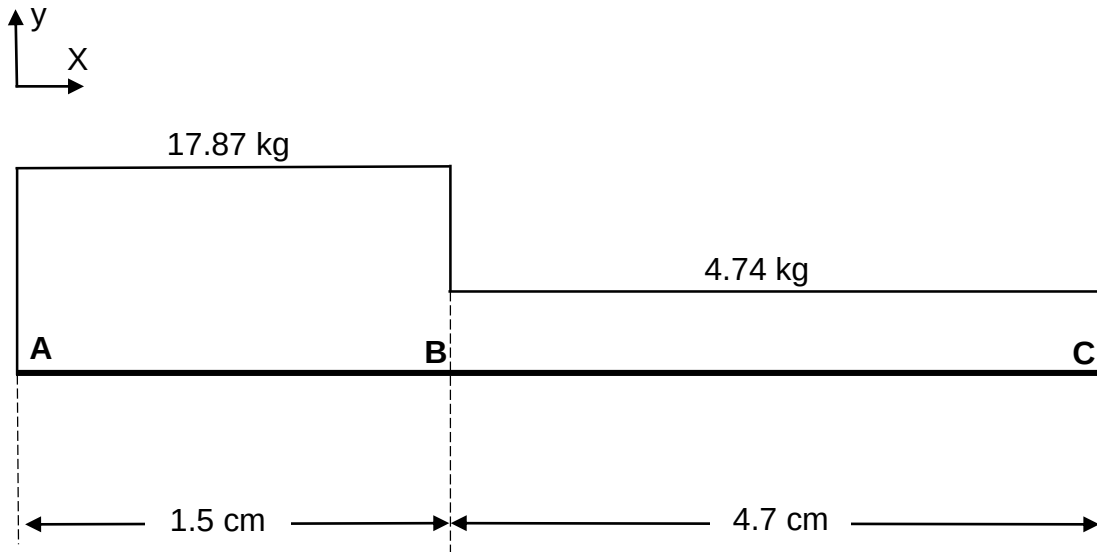


Figura 75. Diagrama de momento flector plano XY, eje-corona

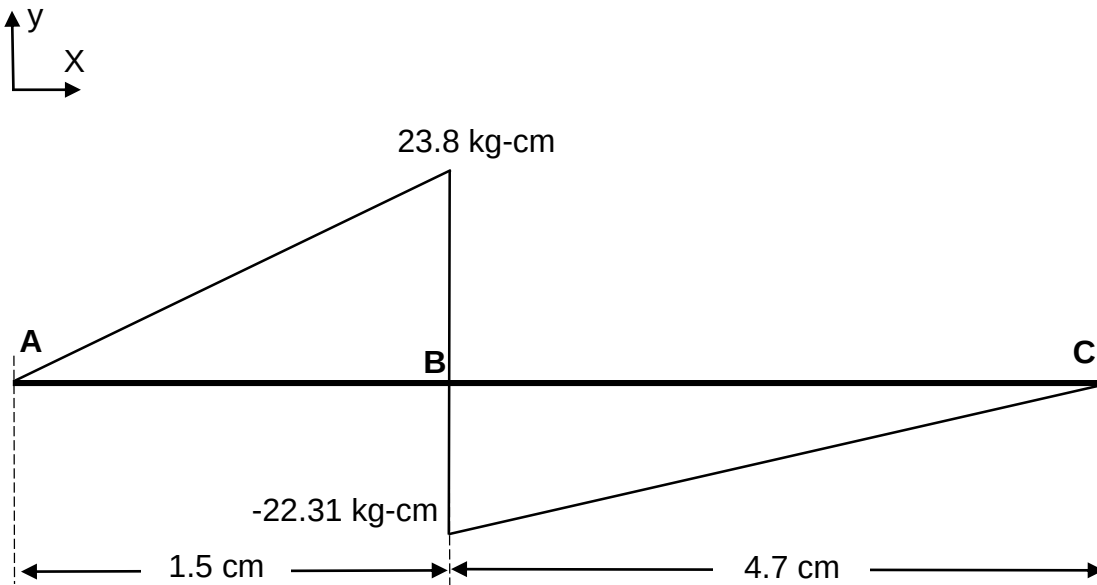


Figura 76. Diagrama de fuerza axial, eje corona.

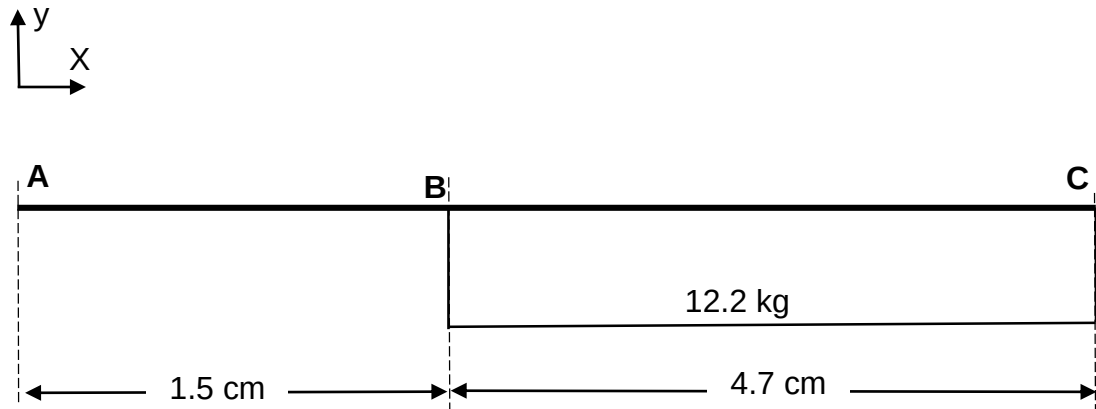
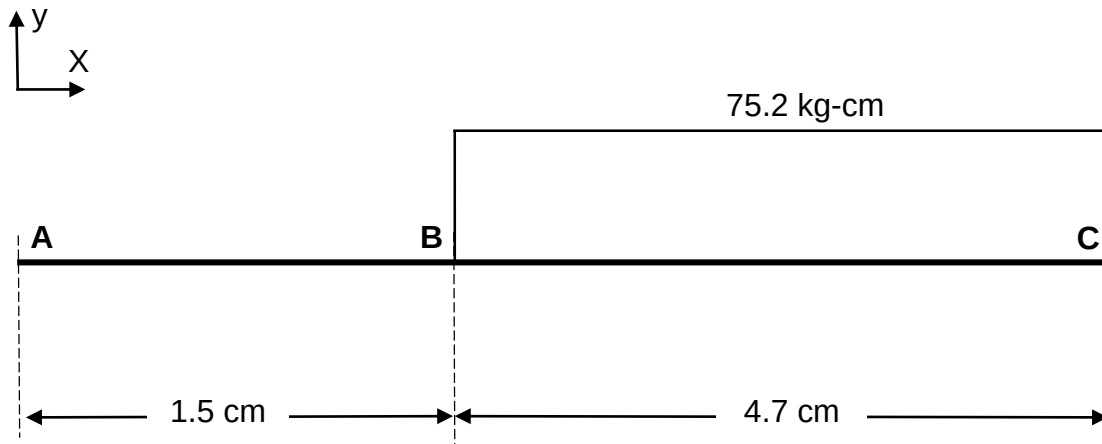
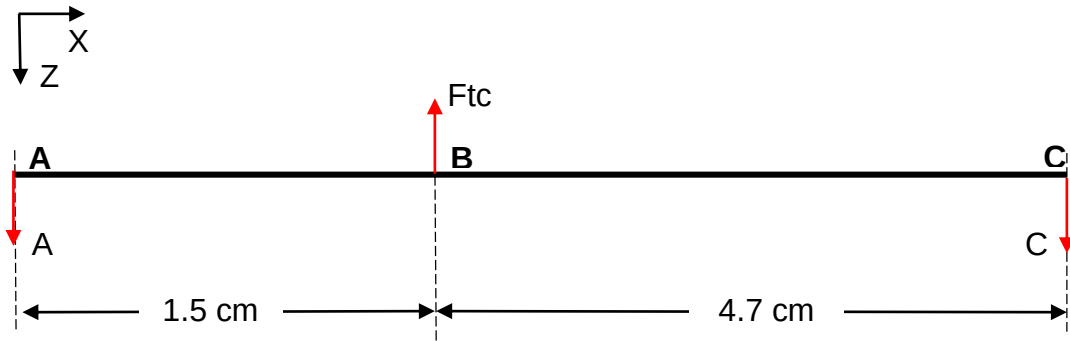


Figura 77. Diagrama de momento torsor, eje corona.



Se realiza el análisis del plano XZ, por lo tanto, a continuación, se hace el diagrama de cuerpo libre de dicho plano.

Figura 78. Diagrama de cuerpo libre eje de la corona, plano XZ



Con la ayuda de la anterior figura se plantea el siguiente modelo matemático:

$$\sum F_z = 0 \quad \sum M_c = 0$$

$$A_z - F_{tc} + c_z = 0$$

$$(A_z * 6.2) - (F_{tc} * 4.7) = 0 = (A_y * 6.2) + (19.9 * 4.7)$$

$$A_z = 15.09 \text{ kg}$$

$$C_z = F_{tc} - A_z = 19.9 - 15.09 = 4.815 \text{ kg}$$

El valor del momento en B, para el plano XZ, es el área bajo la curva del cortante V (ver figura 79), por lo tanto, se calcula de la siguiente manera:

$$M_{zB} = A_z * L_{ab} = 15.09 * 1.5 = 22.63 \text{ kg} - \text{cm}$$

A continuación, se representan las gráficas de la fuerza cortante y momento flector.

Figura 79. Diagrama de fuerza cortante plano XZ, eje-corona

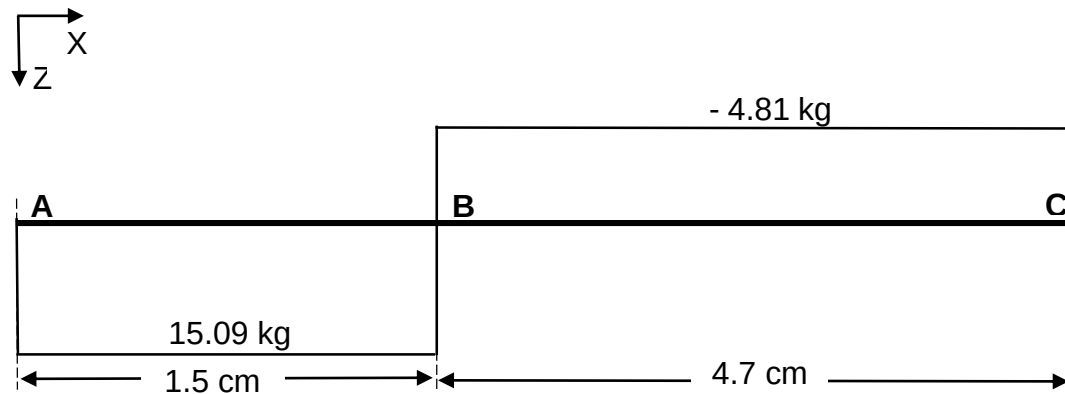
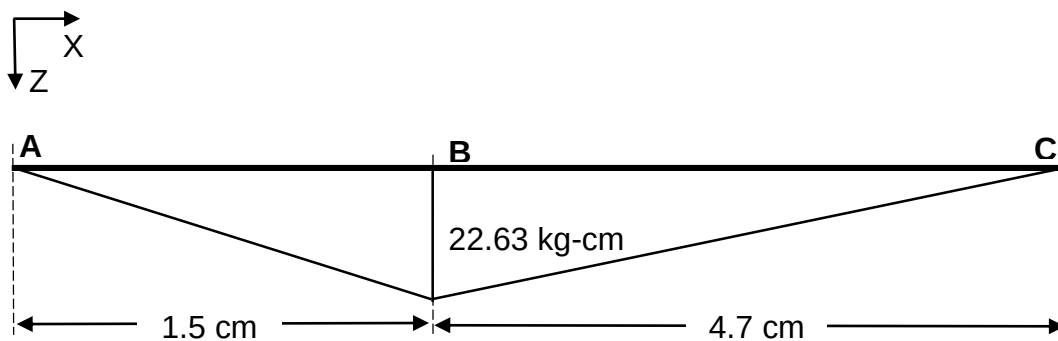


Figura 80. Diagrama de momento flector plano XZ, eje-corona



Para finalizar se calculan las resultantes de los momentos flectores, ya que este es uno de los valores importantes junto con el momento torsor (torque) y la fuerza axial, las cuales definirán si el eje es lo suficientemente robusto para soportar las cargas

$$M_{rb} = \sqrt{(M_{yb})^2 + (M_{zb})^2} = \sqrt{(23.8)^2 + (22.63)^2} = 32.84 \text{ kg} - \text{cm}$$

4.11.2 Cálculo de esfuerzos sobre el eje de la corona. Al analizar los anteriores diagramas se puede ver que el punto donde se generan los valores más altos de carga, es el punto B, por lo que solo se analizara este punto del eje, ya que es el más propenso a fracturarse, además en este punto se observa la presencia de 3 esfuerzos diferentes, los cuales son:

- Esfuerzo flector

$$I = \frac{\pi * (D_{bE}^4 - D_{bi}^4)}{64} = \frac{\pi * (3.1^4 - 1.9^4)}{64} = 3.894 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{fB} = \frac{M_{rB} * \frac{D_{be}}{2}}{I} = \frac{32.84 * \frac{3.1}{2}}{3.894} = 13.07 * \frac{kg}{cm^2} = 1.27 \text{ mpa}$$

- Esfuerzo cortante

$$J = \frac{\pi * (D_{bE}^4 - D_{bi}^4)}{32} = \frac{\pi * (3.1^4 - 1.9^4)}{32} = 7.787 \text{ cm}^4$$

$$\tau_B = \frac{T_x * \frac{D_{be}}{2}}{J} = \frac{75.23 * \frac{3.1}{2}}{7.787} = 14.97 * \frac{kg}{cm^2} = 1.46 \text{ mpa}$$

- Esfuerzo axial

$$\sigma_{axB} = \frac{Fac}{A} = \frac{Fac}{\pi * \frac{(D_{bE}^2 - D_{bi}^2)}{4}} = \frac{12.2}{\pi * \frac{3.1^2 - 1.9^2}{4}} = 2.589 * \frac{kg}{cm^2} = 0.25 \text{ mpa}$$

4.11.3 Análisis por teoría de soderberg-morh. El material escogido para fabricar el eje es acero AISI 1020, ya que es fácil de maquinar y de bajo costo en la industria.

Propiedades del acero:

$$Sy = 3515 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$Su = 4499 \frac{kgf}{cm^2}$$

Se analizará para vida infinita

$$S_e = K_l * K_d * K_c * K_t * K_s * K_m * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 14000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S'_e = 0.5 * 4499 = 2250 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Los factores generales del eje se tomarán del libro de Alfredo parada¹⁰ de la pág. 8 a la 13, ya que este da una guía de cuáles son los posibles valores.

- K_l =factor de carga=0.75 carga tricombinada
- K_c =factor de confiabilidad
Para una confiabilidad deseada del 99% $k_c=0.814$
- K_t =factor de temperatura
Para temperaturas $< 71^\circ$ $k_t=1$
- K_s =factor de acabado superficial =0,71
- K_m =factor misceláneo
Para este caso se obtiene $K_m=1.1$

Cálculos específicos del eje para el punto B:

- K_d =factor de tamaño

$$K_d = \frac{1,185}{d^{0,112}}; \text{ donde } 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}$$

$$K_d = \frac{1.189}{31^{0.112}} = 0.8067$$

$$s_e = 0.71 * 0.8067 * 0.75 * 1 * 0.814 * 1.1 * 2250 = 865.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

¹⁰ PARADA CORRALES, ALFREDO, fisura progresiva, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990.

$$\sigma_{max} = \sigma_{fB} + \sigma_{axB} = 13.07 + 2.589 = 15.66 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{min} = -\sigma_{fB} + \sigma_{axB} = -13.07 + 2.589 = -10.48 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{15.66 - 10.48}{2} = 2.589 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{15.66 + 10.48}{2} = 13.07 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{\sigma_{med}}{sy} + kf * \frac{\sigma_{alt}}{se} \right)^2 + 4 * \left(\frac{\tau_b}{sy} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

El factor Kt se toma del libro de Alfredo parada¹¹ en la pág. 36, el cual sugiere que Kt toma un valor de 2.1

$$kf = 1 + q(kt - 1) = 1 + 0.92(2.1 - 1) = 2.012$$

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{2.589}{3515} + 2.012 * \frac{13.07}{865.2} \right)^2 + 4 * \left(\frac{14.97}{3515} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$N=7.451$$

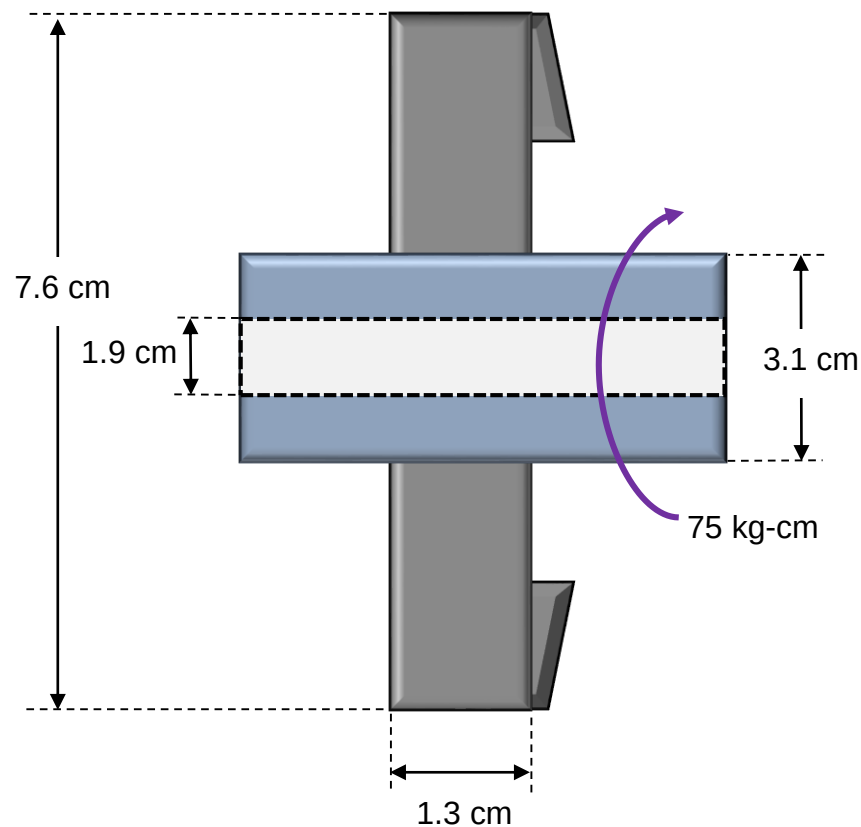
Al analizar el factor de seguridad del punto B del eje, el cual da un valor por encima de 2, se concluye que el dimensionamiento del eje es el adecuado, dando así plena seguridad de que esta pieza funcionara correctamente en la máquina sin llegar a fallar cuando esté haciendo su trabajo.

4.11.4 Cálculo del ajuste de la corona con el eje. La corona va montada sobre el eje a presión para que sean solidarios entre sí, pero se corre el riesgo de que esta resbale al estar en funcionamiento, entonces para evitar que suceda esto, se hace un ajuste fuerte entre los 2 elementos, haciendo necesario saber cuál debe ser el

¹¹ PARADA CORRALES, ALFREDO, fisura progresiva, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P 36.

ajuste correcto logrando que el sistema funcione correctamente, también se debe checar que este ajuste no fracture las piezas en contacto. Para ello a continuación se realiza un bosquejo representado la situación.

Figura 81. Boceto ajuste eje-corona



Cabe recalcar que el eje es de acero AISI 1020 y la corona se de acero inoxidable 418, ya que son las más comunes en el mercado, estos materiales tienen las siguientes propiedades:

- Acero AISI 1020

$$S_y = 3515 \frac{kgf}{cm^2} = 344 \text{ Mpa}$$

- Acero inoxidable 418

$$S_y = 7590 \frac{kgf}{cm^2} = 744 \text{ Mpa}$$

Datos conocidos:

- $L_{cubo} = 13 \text{ mm}$
- $d_{cubo} = 76 \text{ mm}$
- $d_{eje} = 31 \text{ mm}$
- $T_{dis} = 75 \text{ kg} - \text{cm} = 7357.5 \text{ N} - \text{mm}$
- $\mu = 0.22$ coeficiente de fricción entre aceros ¹²
- $E = 2.1 \times 10^5 \frac{N}{mm^2}$

Primero que todo se calcula la presión necesaria para mantener ambas piezas solidarias, para ello se deduce la siguiente ecuación teniendo en cuenta que es una superficie cilíndrica:

$$dF_r = \mu * dN$$

$$dN = p * dA = p * r * d\theta * dl$$

$$dT = r * dF_r = r * \mu * p * r * d\theta * dl$$

$$T = 2\pi * \mu * r^2 * l * p$$

$$P = \frac{T_{dis}}{2\pi * \mu * r^2 * l} = \frac{7357.5}{2\pi(0.22)(15.5)^2(13)} \rightarrow p = 1,704 \frac{N}{mm^2} = 1.704 \text{ Mpa}$$

Seguidamente se plantean las ecuaciones de los esfuerzos tangenciales y radiales respectivamente, estas ecuaciones contemplan la velocidad angular, para cuando la velocidad angular sea $n > 1500 \text{ rpm}$; $w > 157 \text{ rad /s}$, de lo contrario se asume 0.

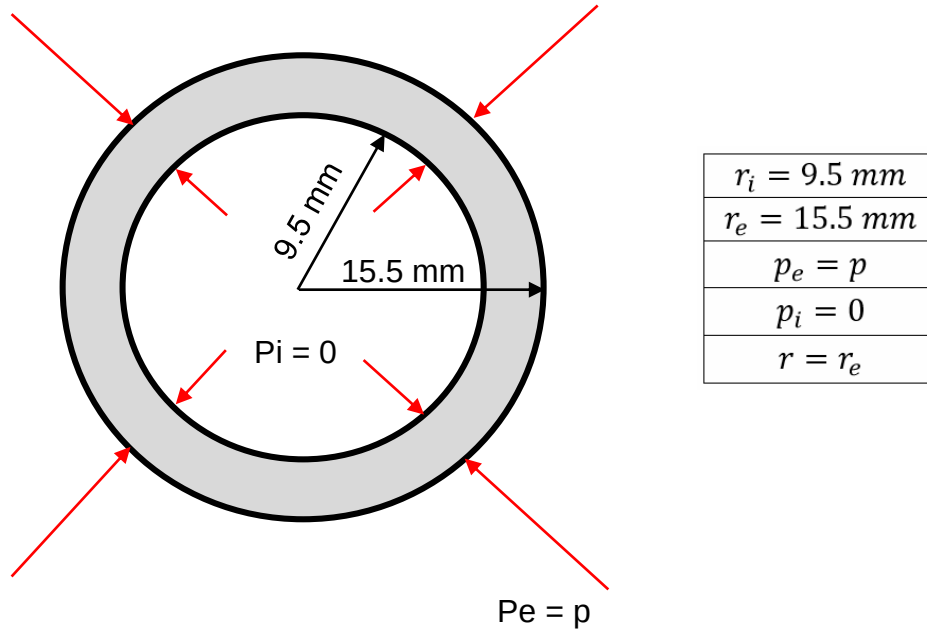
¹² ROJAS GARCIA, Hernán. diseño de máquinas II. uniones árbol-cubo y acoplamientos, UIS Bucaramanga 1992. P-6

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{(P_i - P_e) r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \left(\frac{1}{r^2} \right) + \left(\frac{3 + \mu}{8} \right) \rho w^2 \left[r_i^2 + r_e^2 + \frac{r_i^2 r_e^2}{r^2} - \left(\frac{1 + 3\mu}{8 + \mu} \right) r^2 \right]$$

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{(P_i - P_e) r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \left(\frac{1}{r^2} \right) + \left(\frac{3 + \mu}{8} \right) \rho w^2 \left[r_i^2 + r_e^2 - \frac{r_i^2 r_e^2}{r^2} - r^2 \right]$$

Cálculos para el eje:

Figura 82. Presiones sobre el eje de la corona



$$\sigma_{te} = \frac{-P_e(r_i^2 + r_e^2)}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{-1.704(9.5^2 + 15.5^2)}{15.5^2 - 9.5^2} \rightarrow \sigma_{tc} = -3.75 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{te} = -3.75 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{re} = -p_e = -1.704 \text{ Mpa}$$

Deformación:

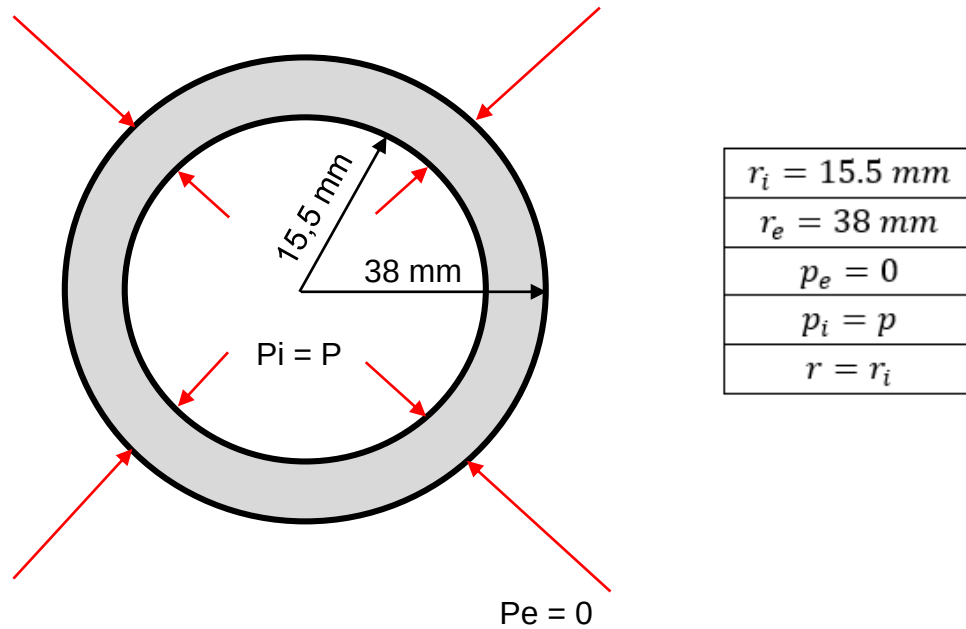
$\mu = 0.3$ *coeficiente de poisson para aceros*¹³

$$\delta_{re} = \frac{r}{E} (\sigma_{te} - \mu * \sigma_{re}) = \frac{15.5}{2.1 \times 10^5} (-3.75 - (0.3 * -1.704)) = -2.39 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\delta_{re} = -0.239 \text{ } \mu\text{m}$$

Cálculos para el cubo:

Figura 83. Presiones sobre el cubo de la corona



$$\sigma_{tc} = \frac{P_i(r_i^2 + r_e^2)}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{1.704(15.5^2 + 38^2)}{38^2 - 15.5^2} \rightarrow \sigma_{tc} = 2.38 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{tc} = 2.38 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{rc} = -p_i = -1.704 \text{ Mpa}$$

Deformación:

¹³ ROJAS GARCIA, Hernán. diseño de máquinas II. módulo 4. engranajes, UIS Bucaramanga 1992.

$$\delta_{rc} = \frac{r}{E}(\sigma_{tc} - \mu * \sigma_{rc}) = \frac{15.5}{2.1 \times 10^5} (2.38 - (0.3 * -1.704)) = 2.13 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\delta_{rc} = 0.213 \text{ } \mu\text{m}$$

Se analizan las deformaciones de ambos elementos para ver cuál es la deformación mínima que debe tener el montaje.

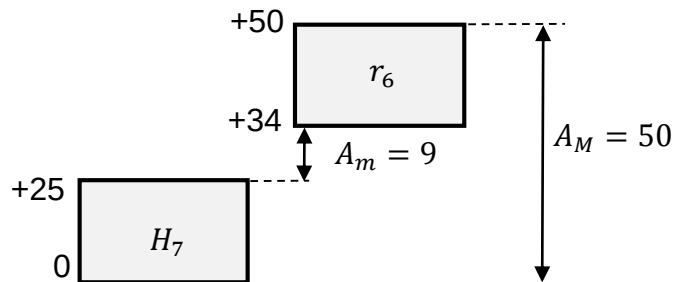
$$\delta_r = \delta_{rc} - \delta_{re} = 0.213 - (-0.239) \rightarrow \delta_r = 0.452 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\delta_D = 2 * \delta_r = 2 * 0.452 \rightarrow \delta_D = 0.904 \text{ } \mu\text{m}$$

Con el anterior resultado se busca un ajuste estandarizado que iguale o supere el valor de la deformación, el cual tiene por valor $0.904 \text{ } \mu\text{m} \cong 1 \text{ } \mu\text{m}$, teniendo en cuenta que la corona no se debe maquinar, lo que da un ajuste SAU (sistema agujero único).

$$31 \frac{H_7}{r_6} = \frac{+0.025}{+0.000 \text{ } +0.050 \text{ } +0.034}$$

Figura 84. Ajuste corona-eje.



Ahora se comprueba que este nuevo ajuste cumpla con las especificaciones, por lo que se toma el valor del ajuste máximo para recalcular la presión en los componentes.

$$\delta_D = 50 \mu m$$

$$\delta_D = 2 * \delta_r \rightarrow \delta_r = \frac{\delta_D}{2} \rightarrow \delta_r = \frac{50}{2} = 25 \mu m = 0.025 mm$$

- Recalculo para el eje:

$$\sigma_{te} = \frac{-P_e(r_i^2 + r_e^2)}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{-P(9.5^2 + 15.5^2)}{15.5^2 - 9.5^2} \rightarrow \sigma_{te} = -2.2P$$

$$\sigma_{re} = -P$$

$$\delta_{re} = \frac{r}{E}(\sigma_{te} - \mu * \sigma_{re}) = \frac{15.5}{2.1 \times 10^5}(-2.2P - (0.3 * -P))$$

$$\delta_{re} = -1.40 \times 10^{-4} P$$

- Recalculo para el cubo

$$\sigma_{tc} = \frac{P(r_i^2 + r_e^2)}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{P(15.5^2 + 38^2)}{38^2 - 15.5^2} \rightarrow \sigma_{tc} = 1.39P$$

$$\sigma_{rc} = -P$$

$$\delta_{rc} = \frac{r}{E}(\sigma_{tc} - \mu * \sigma_{rc}) = \frac{15.5}{2.1 \times 10^5}(1.39P - (0.3 * -P))$$

$$\delta_{rc} = 1.24 \times 10^{-4} P$$

Finalmente se calcula la presión:

$$\delta_r = \delta_{rc} - \delta_{re}$$

$$0.025 = 1.24 \times 10^{-4} P - (-1.40 \times 10^{-4} P)$$

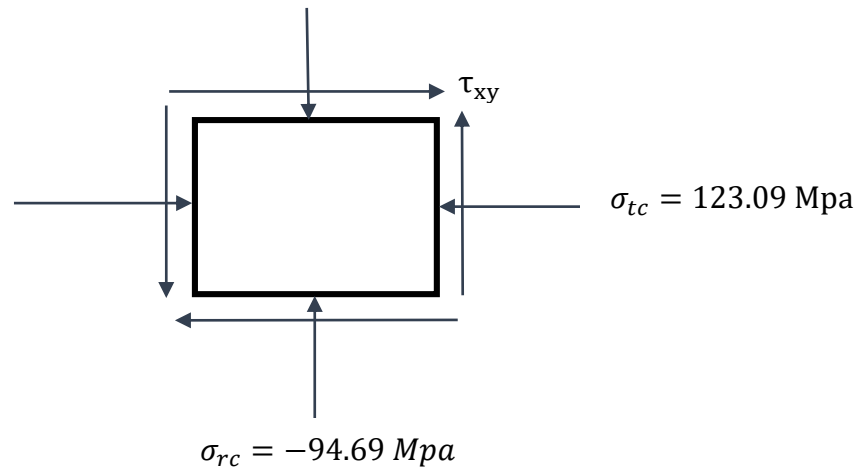
$$P = 94.69 Mpa$$

Seguidamente, se busca saber cuál es el factor de seguridad que acompaña este diseño, por lo tanto, se comprueba el diseño del cubo.

$$\sigma_{tc} = 1.39P = 1.3 * 94.69 = 123.09 Mpa$$

$$\sigma_{rc} = -P = -94.69 Mpa$$

Figura 85. Estado de esfuerzos plano sobre el cubo de la corona



$$\sigma_{tc} = \sigma_x; \quad \sigma_{rc} = \sigma_y$$

$$T_n = 7357.5 \text{ N} - \text{mm}$$

$$\tau = \frac{T_n * r}{J}$$

Donde J es el momento polar de inercia

$$J = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} (76^4 - 31^4) \rightarrow J = 3184657.508 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{7357.5 * 15.5}{3184657.508} = 0.0358 \text{ Mpa}$$

Se procede ahora a revisar los esfuerzos máximos en el cubo:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{123.09 + (-94.69)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{123.09 - (-94.69)}{2}\right)^2 + 0.0358^2}$$

$$\sigma_1 = 123 \text{ Mpa}$$

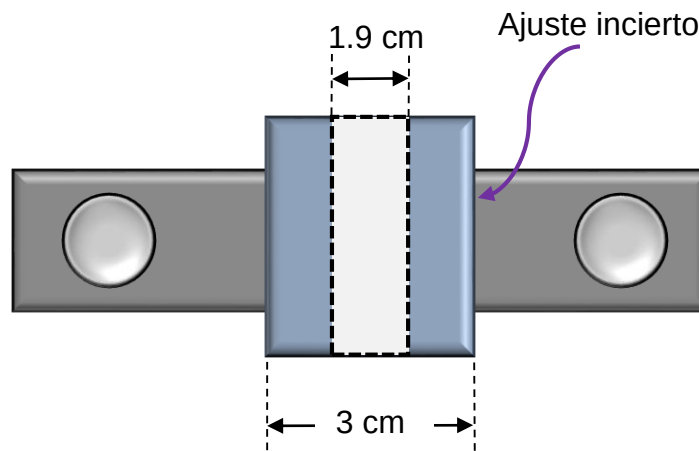
$$\sigma_1 = -94.69 \text{ Mpa}$$

$$N = \frac{s_y}{\sigma} = \frac{744}{123} \rightarrow N = 6$$

Se comprobó que este ajuste es el correcto para que la corona y el eje sean solidarios, sin llegar a fallar en su funcionamiento.

4.11.5 Cálculo del ajuste de los rodamientos con el eje de la corona. Es importante saber que tolerancias son las adecuadas para que el rodamiento trabaje correctamente, ya que este componente es el que permite que el eje gire sobre su eje, sin que se llegue a frenar por alta fricción, por lo tanto, se buscara un ajuste estandarizado que permita tal acto, teniendo en cuenta que los rodamientos no se pueden maquinar, dando así un ajuste SAU (sistema de agujero único).

Figura 86. Boceto ajuste del eje de la corona con los rodamientos

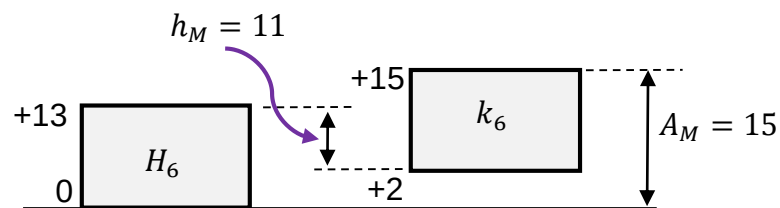


Este ajuste tiene que ser incierto, para que el rodamiento quede con la mínima holgura o que este quede con el menor ajuste posible para que no dañe las pistas de este mismo.

$$30 \frac{H_6}{k_6} = \frac{+0.013}{+0.000} \frac{+0.015}{+0.002}$$

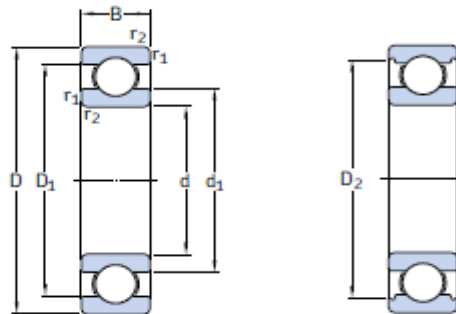
Este ajuste incierto tiene una holgura máxima de 0.011 mm y un ajuste máximo de 0.015 mm, como se muestra a continuación:

Figura 87. Ajuste eje corona-rodamientos.



A continuación, se muestran las especificaciones que el fabricante da para sus rodamientos:

Figura 88. Catalogo skf del rodamiento 61806



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	—
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	*16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	*6006

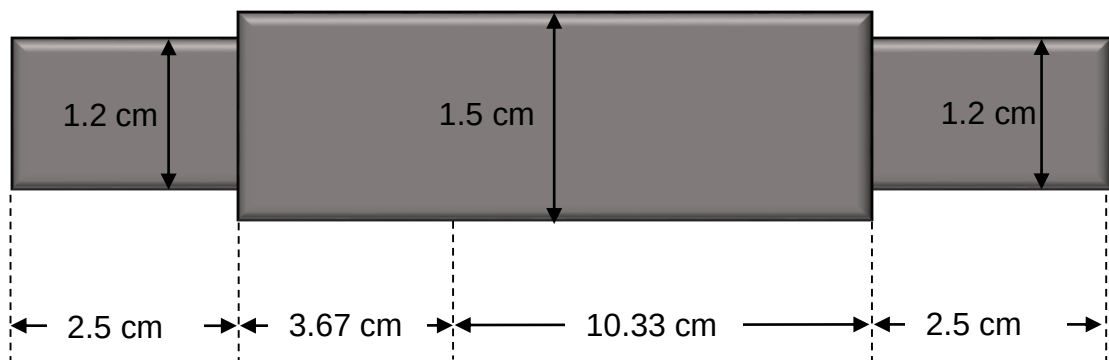
Fuente: Catalogo rodamientos skf, [en línea], p-272 (recuperado el 25 de enero 2022) disponible en:
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

4.12 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DEL PIÑÓN

Este eje va a ser solidario con el piñón, ya que este es el que transmite el torque proveniente de la manivela hacia la corona, además hace que todo el mecanismo se mueva como el operario decida, por lo tanto, se debe dimensionar de tal manera que sea lo suficientemente resistente ante las diferentes fuerzas que inciden sobre el eje, también se debe tener en cuenta que, el piñón el cual llevara el eje tiene un diámetro interno de 1.2 cm aproximadamente e ira en uno de sus extremos.

Además, este eje se sostendrá mediante 2 rodamientos colocados a lo largo de este, teniendo como referencia el diámetro interno de los rodamientos existentes en el mercado, para asumir el resto de medidas necesarias como se muestre en la siguiente figura:

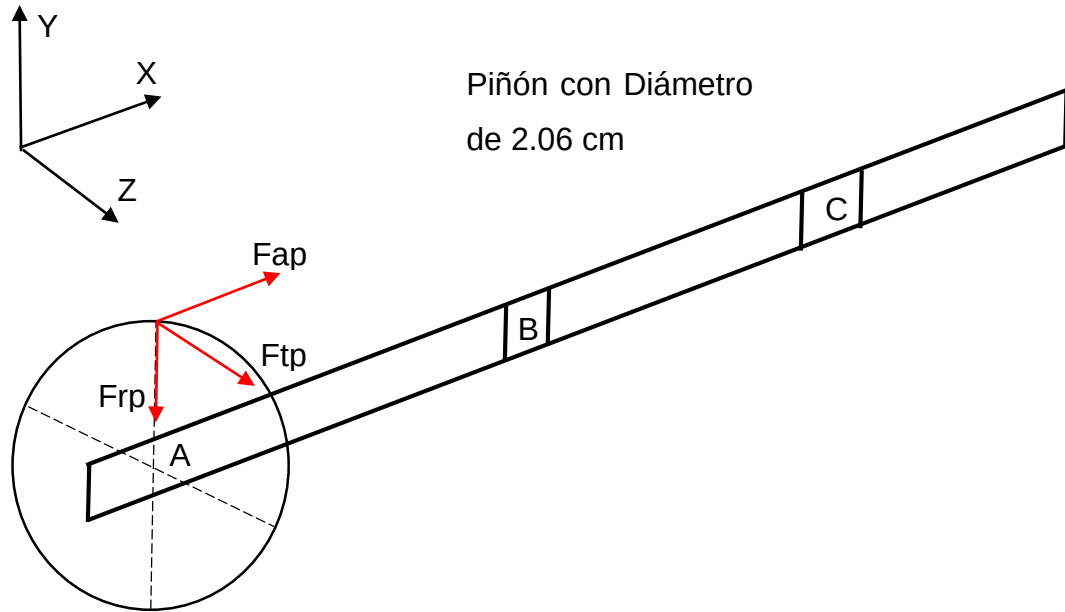
Figura 89. Boceto del eje del piñón.



4.12.1 Cálculo de fuerzas sobre el eje del piñón. El piñón sentará en un extremo del eje haciendo que este quede en voladizo, con esto definido se procede a hacer

un diagrama de cuerpo libre para las fuerzas que actúan en el piñón y que pasaran posteriormente al eje.

Figura 90. Diagrama de cuerpo libre piñón sobre el eje.



Se procede a realizar momentos en b:

$$\vec{M} = \vec{R} \times \vec{F}$$

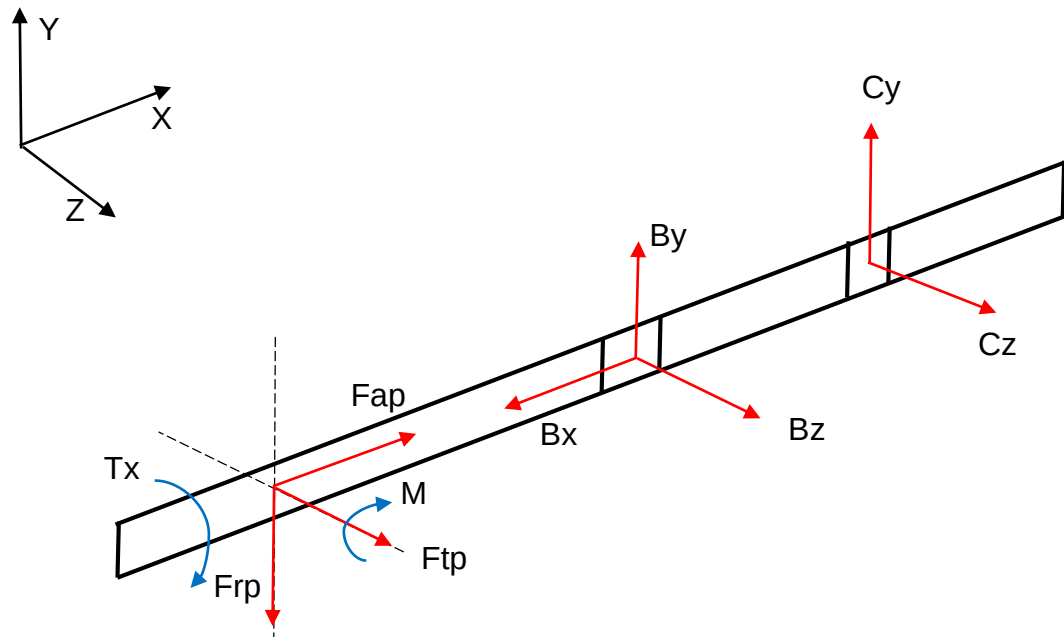
$$\vec{M} = \begin{bmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & \frac{Dp}{2} & 0 \\ Fap & -Frp & Ftp \end{bmatrix}$$

$$T_x = \frac{Dp}{2} * Ftp = \frac{2.06}{2} * 19.9 = 20.5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$M_z = -\frac{Dp}{2} * Fap = -\frac{2.06}{2} * 11.12 = -11.45 \text{ kg} - \text{cm}$$

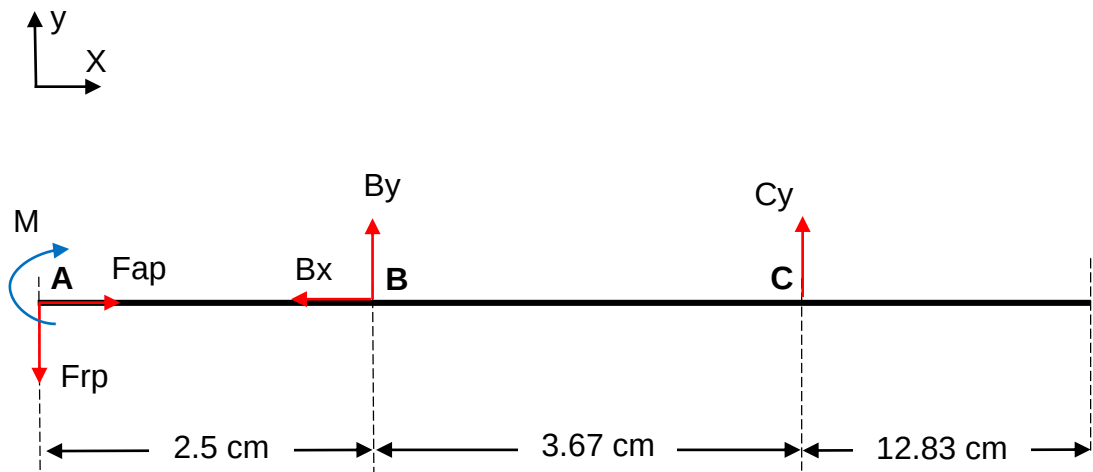
Ahora se realiza el bosquejo en tres dimensiones, para el sistema equivalente de las fuerzas para el eje de la corona.

Figura 91. Diagrama de cuerpo libre eje del piñón.



Para resumir los cálculos se procede a analizar plano por plano, comenzando por el plano XY.

Figura 92. Diagrama de cuerpo libre eje del piñón, plano XY



Con la ayuda de la anterior figura se plantea el siguiente modelo matemático:

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M_c = 0$$

$$B_y - Frp + cy = 0$$

$$-M_z - (B_y * 3.67) + (Frp * 6.17) = 0 = -11.45 - (B_y * 3.67) + (12.2 * 6.17)$$

$$B_y = 17.39 \text{ kg}$$

$$C_y = Frp - B_y = 12.2 - 17.39 = -5.19 \text{ kg}$$

$$Fap = Bx = 11.12 \text{ kg}$$

El valor del momento en B, para el plano XY, es el área bajo la curva del cortante V (ver figura 93), por lo tanto, se calcula de la siguiente manera:

$$M_{yB} = M_z - Frp * L_{ab} = 11.45 - 12.2 * 2.5 = -19.05 \text{ kg} - \text{cm}$$

A continuación, se representan las gráficas de la fuerza cortante, momento flector, fuerza axial y momento torsor.

Figura 93. Diagrama de fuerza cortante plano XY, eje-piñón

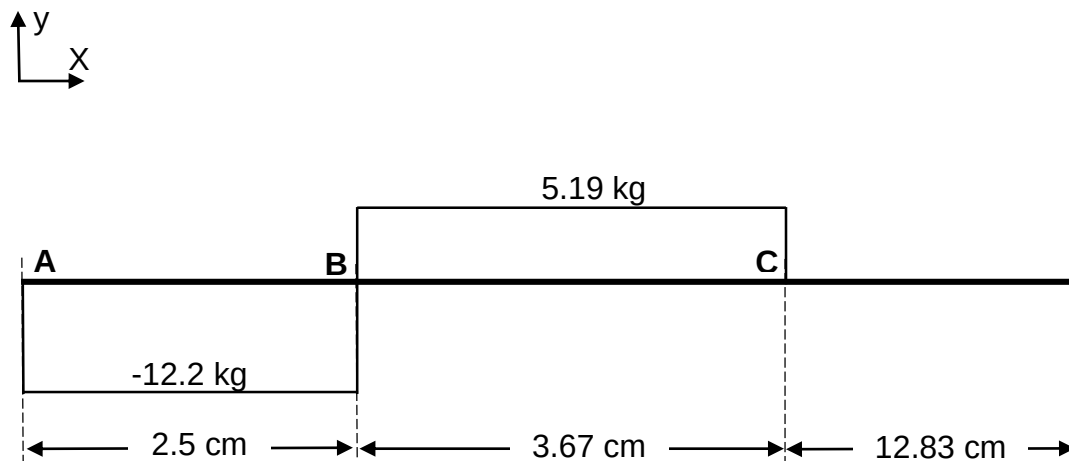


Figura 94. Diagrama de momento flector plano XY, eje-piñón

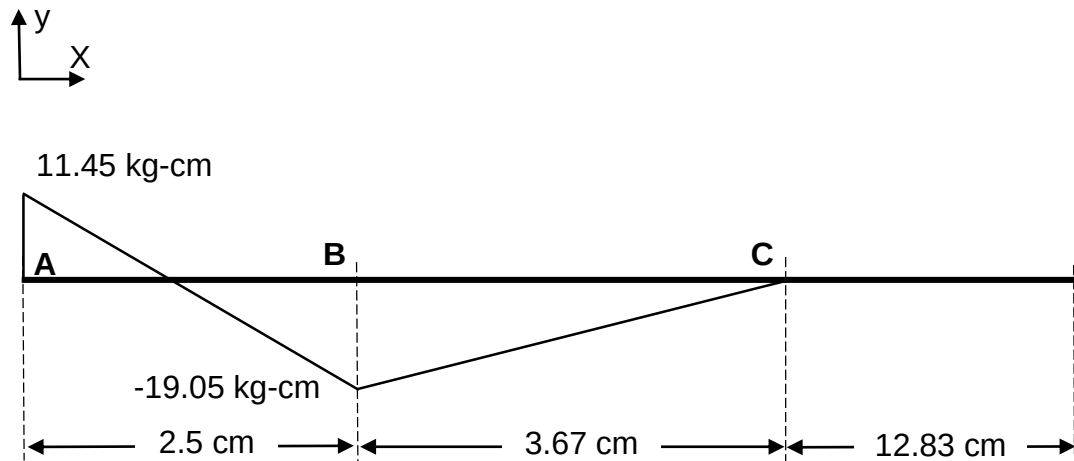


Figura 95. Diagrama de fuerza axial, eje piñón.

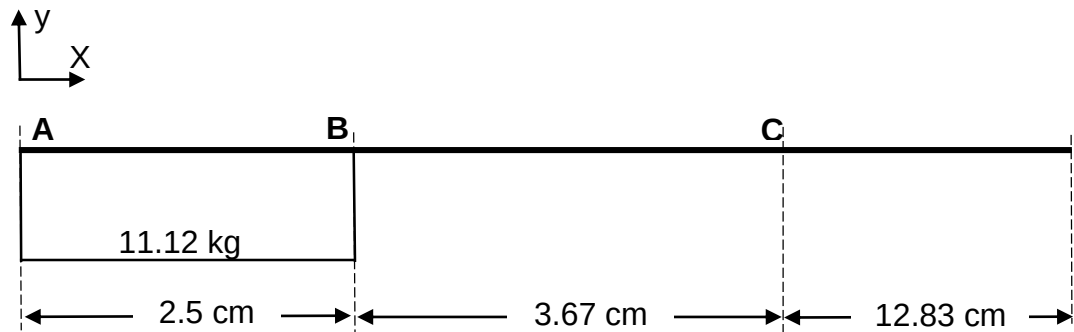
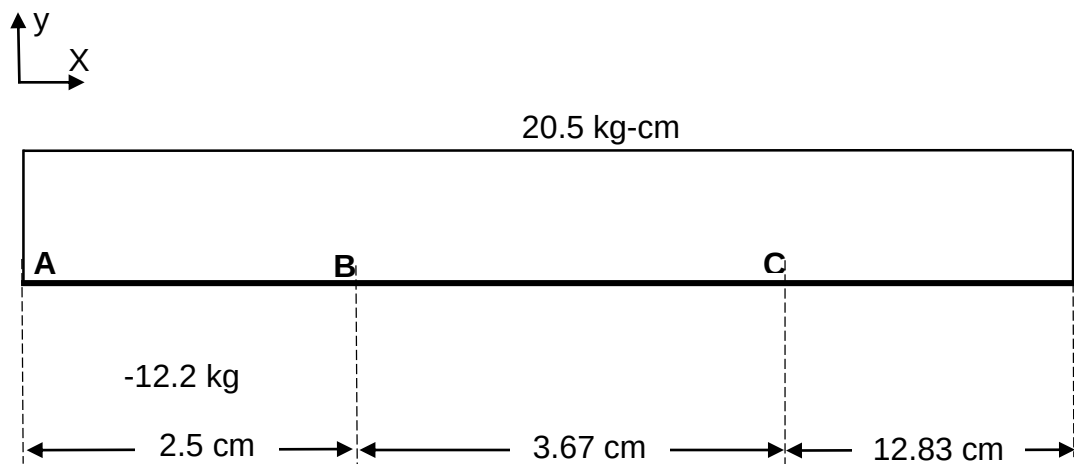
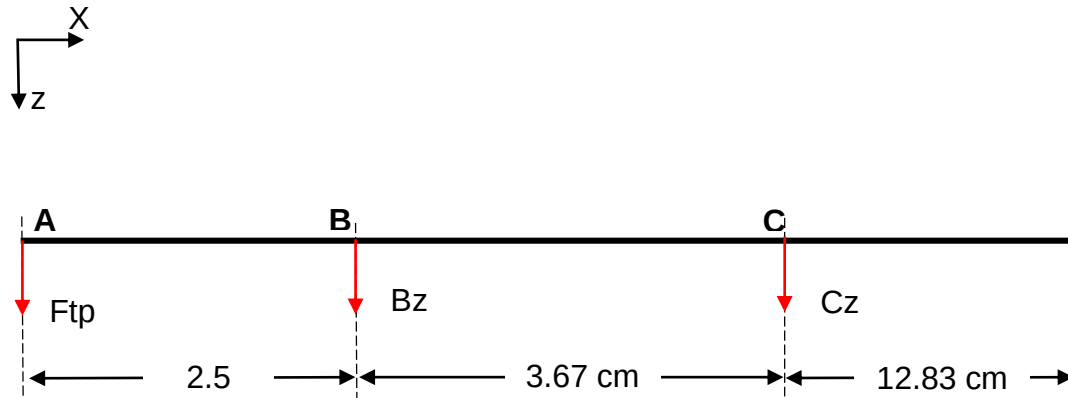


Figura 96. Diagrama de momento torsor, eje piñón.



Se realiza el análisis del plano XZ, por lo tanto, a continuación, se hace el diagrama de cuerpo libre de dicho plano.

Figura 97. Diagrama de cuerpo libre eje del piñón, plano XZ



Con la ayuda de la anterior figura se plantea el siguiente modelo matemático:

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M_c = 0$$

$$B_z + F_{tp} + c_z = 0$$

$$(B_z * 3.67) + (F_{tp} * 6.17) = 0 = (B_z * 3.67) + (19.9 * 6.17)$$

$$B_z = -33.46 \text{ kg}$$

$$C_z = -F_{tp} - B_z = -19.9 - (-33.46) = 13.56 \text{ kg}$$

El valor del momento en B, para el plano XZ, es el área bajo la curva del cortante V (ver figura 98), por lo tanto, se calcula de la siguiente manera:

$$M_{zB} = -F_{tp} * L_{ab} = -19.9 * 2.5 = -49.76 \text{ kg} - \text{cm}$$

A continuación, se representan las gráficas de la fuerza cortante y momento flector.

Figura 98. Diagrama de fuerza cortante plano XZ, eje-piñón.

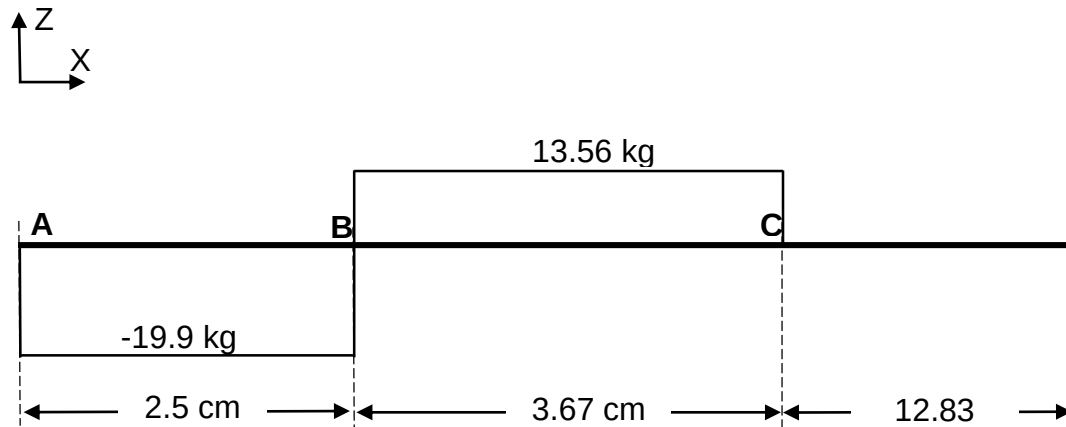
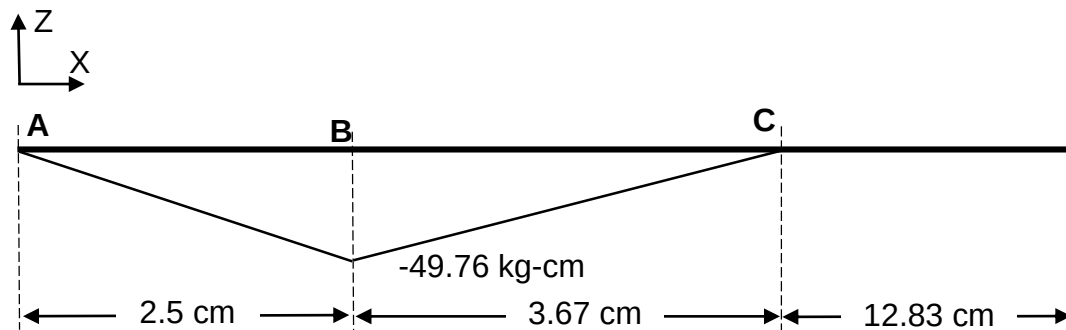


Figura 99. Diagrama de momento flector plano XZ, eje-piñón.



Para finalizar se calculan las resultantes de los momentos flectores, ya que este es uno de los valores importantes junto con el momento torsor (torque) y la fuerza axial, las cuales definirán si el eje es lo suficientemente robusto para soportar las cargas.

$$M_{rb} = \sqrt{(M_{yb})^2 + (M_{zb})^2} = \sqrt{(19.05)^2 + (49.76)^2} = 53.28 \text{ kg} - \text{cm}$$

4.12.2 Cálculo de esfuerzos sobre el eje del piñón. Al analizar los anteriores diagramas se puede ver que el punto donde se generan los valores más altos de carga, es el punto B, por lo que solo se analizara este punto del eje, ya que es el

más propenso a fracturarse, además en este punto se observa la presencia de 3 esfuerzos diferentes, los cuales son:

- Esfuerzo flector

$$I = \frac{\pi * (D_b)^4}{64} = \frac{\pi * 1.5^4}{64} = 0.2485 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{fB} = \frac{M_{rB} * \frac{D_b}{2}}{I} = \frac{53.28 * \frac{1.5}{2}}{0.2485} = 160.8 * \frac{kg}{cm^2} = 15.76 \text{ mpa}$$

- Esfuerzo cortante

$$J = \frac{\pi * (D_b)^4}{32} = \frac{\pi * 1.5^4}{32} = 0.497 \text{ cm}^4$$

$$\tau_B = \frac{T_x * \frac{D_b}{2}}{J} = \frac{20.5 * \frac{1.5}{2}}{0.497} = 30.94 * \frac{kg}{cm^2} = 3.03 \text{ mpa}$$

- Esfuerzo axial

$$\sigma_{axB} = \frac{Fap}{A} = \frac{Fap}{\pi * \frac{D_b^2}{4}} = \frac{11.12}{\pi * \frac{1.5^2}{4}} = 6.291 \frac{kg}{cm^2} = 0.62 \text{ mpa}$$

4.12.3 Análisis por teoría de soderberg-morh. El material escogido para fabricar el eje es acero AISI 1020, ya que es fácil de maquinar y de bajo costo en la industria

Propiedades del acero:

$$Sy = 3515 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$Su = 4499 \frac{kgf}{cm^2}$$

Se analizará para vida infinita

$$S_e = K_l * K_d * K_c * K_t * K_s * K_m * S'_e$$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 14000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S'_e = 0.5 * 4499 = 2250 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Los factores generales del eje se tomarán del libro de Alfredo parada¹⁴ de la pág. 8 a la 13, ya que este da una guía de cuáles son los posibles valores.

- K_l =factor de carga=0.75 carga tricombinada
- K_c =factor de confiabilidad
Para una confiabilidad deseada del 99% $k_c=0.814$
- K_t =factor de temperatura
Para temperaturas $< 71^\circ$ $k_t=1$
- K_s =factor de acabado superficial =0,71
- K_m =factor misceláneo
Para este caso se obtiene $K_m=1.1$

Cálculos específicos del eje para el punto B:

- K_d =factor de tamaño

$$K_d = \frac{1,185}{d^{0,112}}; \text{ donde } 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}$$

$$K_d = \frac{1.189}{15^{0.112}} = 0.875$$

$$s_e = 0.71 * 0.875 * 0.75 * 1 * 0.814 * 1.1 * 2250 = 938.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

¹⁴ PARADA CORRALES, Alfredo, fisura progresiva, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P. 8.

$$\sigma_{max} = \sigma_{fB} + \sigma_{axB} = 160.8 + 6.291 = 167.1 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{min} = -\sigma_{fB} + \sigma_{axB} = -160.8 + 6.291 = -154.5 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{167.1 - 154.5}{2} = 6.291 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{167.1 + 154.5}{2} = 160.8 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{\sigma_{med}}{sy} + kf * \frac{\sigma_{alt}}{se} \right)^2 + 4 * \left(\frac{\tau_b}{sy} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

El factor Kt se toma del libro de Alfredo parada¹⁵ en la pág. 36, el cual sugiere que Kt toma un valor de 2.1

$$kf = 1 + q(kt - 1) = 1 + 0.92(2.1 - 1) = 2.012$$

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{6.291}{3515} + 2.012 * \frac{160.8}{938.5} \right)^2 + 4 * \left(\frac{30.94}{3515} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

N=2.538

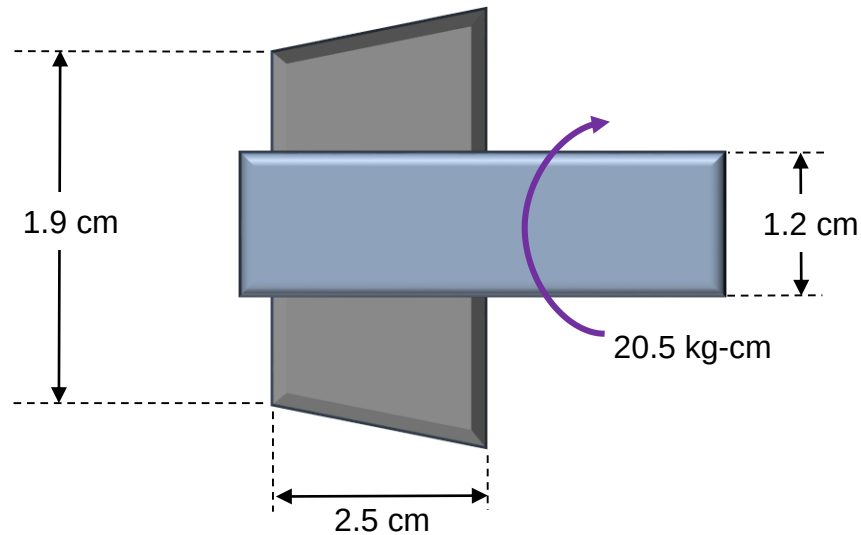
Este resultado dice que las dimensiones del eje son las correctas, ya que el factor de seguridad da por encima de 2, indicando que para estas condiciones de carga el eje del piñón funciona correctamente sin llegar a fracturarse en su operación.

4.12.4 Cálculo del ajuste del piñón con el eje. El piñón va montado sobre el eje a presión para que sean solidarios entre sí, pero se corre el riesgo de que esta resbale al estar en funcionamiento, entonces para evitar que suceda esto, se hace un ajuste fuerte entre los 2 elementos, haciendo necesario saber cuál debe ser el ajuste correcto para que el sistema funcione correctamente, también se debe checar que

¹⁵ PARADA CORRALES, Alfredo, fisura progresiva, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P. 36.

este ajuste no fracture las piezas en contacto ya que el grosor de los dientes del piñón es muy bajo. Para ello a continuación se realiza un bosquejo representado la situación.

Figura 100. Boceto ajuste eje-piñón



Es necesario enfatizar que el eje es de acero AISI 1020 y la corona se de acero inoxidable 418, ya que son las más comunes en el mercado, estos materiales tienen las siguientes propiedades:

- Acero AISI 1020

$$S_y = 3515 \frac{kgf}{cm^2} = 344 \text{ Mpa}$$

- Acero inoxidable 418

$$S_y = 7590 \frac{kgf}{cm^2} = 744 \text{ Mpa}$$

Datos conocidos:

- $L_{cubo} = 25 \text{ mm}$
- $d_{cubo} = 19 \text{ mm}$

- $d_{eje} = 12 \text{ mm}$
- $T_{dis} = 20.5 \text{ kg} - \text{cm} = 2011.5 \text{ N} - \text{mm}$
- $\mu = 0.22$ *coeficiente de fricción entre aceros*¹⁶
- $E = 2.1 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Primero que todo se calcula la presión necesaria para mantener ambas piezas solidarias, para ello se deduce la siguiente ecuación teniendo en cuenta que es una superficie cilíndrica:

$$dF_r = \mu * dN$$

$$dN = p * dA = p * r * d\theta * dl$$

$$dT = r * dF_r = r * \mu * p * r * d\theta * dl$$

$$T = 2\pi * \mu * r^2 * l * p$$

$$P = \frac{T_{dis}}{2\pi * \mu * r^2 * l} = \frac{2011.5}{2\pi(0.22)(6)^2(25)} \rightarrow p = 1,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1.62 \text{ Mpa}$$

Seguidamente se plantean las ecuaciones de los esfuerzos tangenciales y radiales respectivamente, estas ecuaciones contemplan la velocidad angular, para cuando la velocidad angular sea $n > 1500 \text{ rpm}$; $w > 157 \text{ rad /s}$, de lo contrario se asume 0.

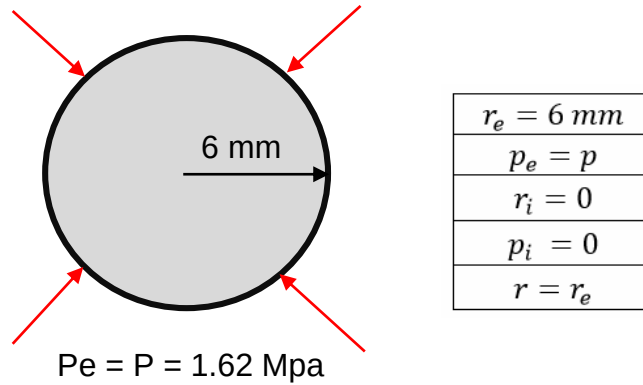
$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{(P_i - P_e) r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \left(\frac{1}{r^2} \right) + \left(\frac{3 + \mu}{8} \right) \rho w^2 \left[r_i^2 + r_e^2 + \frac{r_i^2 r_e^2}{r^2} - \left(\frac{1 + 3\mu}{8 + \mu} \right) r^2 \right]$$

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{(P_i - P_e) r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \left(\frac{1}{r^2} \right) + \left(\frac{3 + \mu}{8} \right) \rho w^2 \left[r_i^2 + r_e^2 - \frac{r_i^2 r_e^2}{r^2} - r^2 \right]$$

Cálculos para el eje:

¹⁶ ROJAS GARCIA, Hernán, diseño de máquinas II, uniones árbol-cubo y acoplamientos, UIS Bucaramanga 1992. P-6

Figura 101. Presiones sobre el eje del piñón.



$$\sigma_{te} = \frac{-P_e r_e^2}{r_e^2} = -P_e = -1.62 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{re} = -p_e = -1.62 \text{ Mpa}$$

Deformación:

$\mu = 0.3$ *coeficiente de poisson para aceros*¹⁷

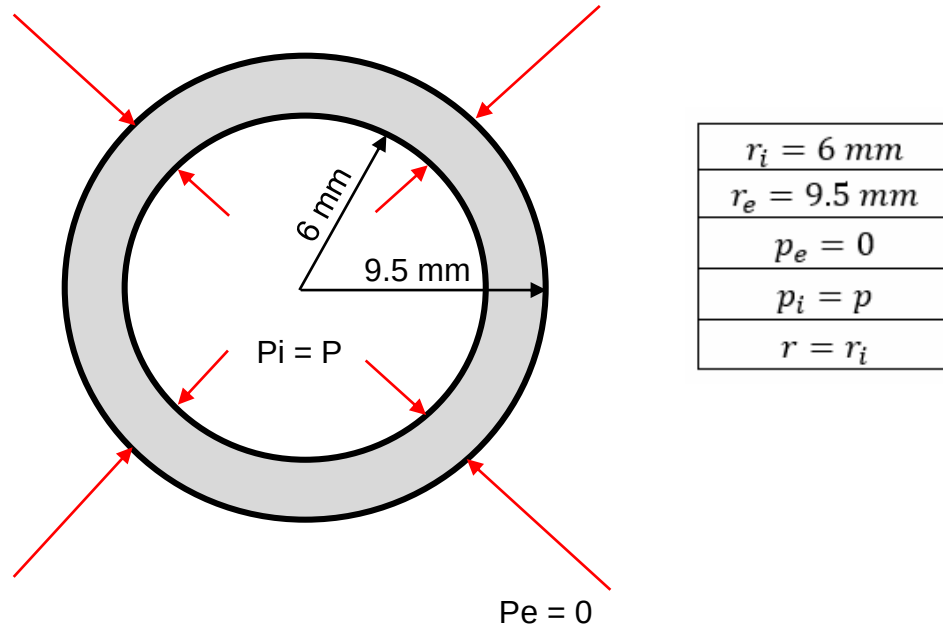
$$\delta_{re} = \frac{r}{E} (\sigma_{te} - \mu * \sigma_{re}) = \frac{6}{2.1 \times 10^5} (-1.62 - (0.3 * -1.62)) = -3.24 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

$$\delta_{re} = -0.032 \text{ } \mu\text{m}$$

Cálculos para el cubo:

¹⁷ ROJAS GARCIA, Hernán. diseño de máquinas II. módulo 4. engranajes, UIS Bucaramanga 1992.

Figura 102. Presiones sobre el cubo del piñón.



$$\sigma_{tc} = \frac{P_i(r_i^2 + r_e^2)}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{1.62(6^2 + 9.5^2)}{9.5^2 - 6^2} \rightarrow \sigma_{tc} = 3.77 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{tc} = 3.77 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{rc} = -p_i = -1.62 \text{ Mpa}$$

Deformación:

$$\delta_{rc} = \frac{r}{E}(\sigma_{tc} - \mu * \sigma_{rc}) = \frac{6}{2.1 \times 10^5}(3.77 - (0.3 * -1.62)) = 1.21 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\delta_{rc} = 0.121 \text{ } \mu m$$

Se analizan las deformaciones de ambos elementos para ver cuál es la deformación mínima que debe tener el montaje.

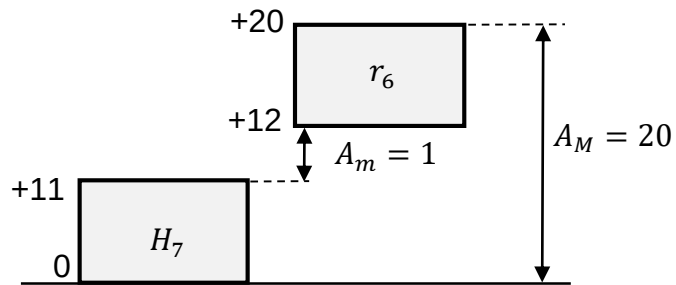
$$\delta_r = \delta_{rc} - \delta_{re} = 0.121 - (-0.032) \rightarrow \delta_r = 0.153 \text{ } \mu m$$

$$\delta_D = 2 * \delta_r = 2 * 0.153 \rightarrow \delta_D = 0.306 \text{ } \mu m$$

Con el anterior resultado se busca un ajuste estandarizado que iguale o supere el valor de la deformación, el cual tiene por valor $0.306 \mu m \cong 1 \mu m$, teniendo en cuenta que el piñón no se debe maquinar, lo que da un ajuste SAU (sistema agujero único).

$$12 \frac{H_6}{n_5} = \frac{+0.011}{+0.020} \frac{+0.000}{+0.012}$$

Figura 103. Ajuste piñón-eje.



Ahora se comprueba que este nuevo ajuste cumpla con las especificaciones, por lo que se toma el valor del ajuste máximo para recalcular la presión en los componentes.

$$\delta_D = 20 \mu m$$

$$\delta_D = 2 * \delta_r \rightarrow \delta_r = \frac{\delta_D}{2} \rightarrow \delta_r = \frac{20}{2} = 10 \mu m = 0.010 mm$$

- Recalculo para el eje:

$$\sigma_{te} = \frac{-P_e r_e^2}{r_e^2} = -P$$

$$\sigma_{re} = -P$$

$$\delta_{re} = \frac{r}{E} (\sigma_{te} - \mu * \sigma_{re}) = \frac{6}{2.1 \times 10^5} (-P - (0.3 * -P))$$

$$\delta_{re} = -2 \times 10^{-5} P$$

- Recalculo para el cubo

$$\sigma_{tc} = \frac{P(r_i^2 + r_e^2)}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{P(9.5^2 + 6^2)}{9.5^2 - 6^2} \rightarrow \sigma_{tc} = 2.32P$$

$$\sigma_{rc} = -P$$

$$\delta_{rc} = \frac{r}{E}(\sigma_{tc} - \mu * \sigma_{rc}) = \frac{6}{2.1 \times 10^5} (2.32P - (0.3 * -P))$$

$$\delta_{rc} = 7.48 \times 10^{-5} P$$

Finalmente se calcula la presión:

$$\delta_r = \delta_{rc} - \delta_{re}$$

$$0.010 = 7.48 \times 10^{-5} P - (-2 \times 10^{-5} P)$$

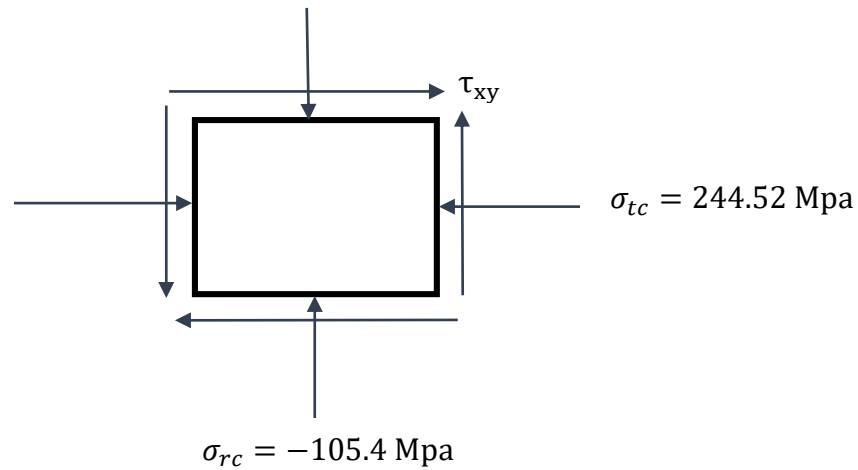
$$P = 105.4 \text{ Mpa}$$

Seguidamente, se busca saber cuál es el factor de seguridad que acompaña este diseño, por lo tanto, se comprueba el diseño del cubo.

$$\sigma_{tc} = 2.32P = 2.32 * 105.4 = 244.52 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{rc} = -P = -105.4 \text{ Mpa}$$

Figura 104. Estado de esfuerzos plano sobre el cubo del piñón.



$$\sigma_{tc} = \sigma_x; \quad \sigma_{rc} = \sigma_y$$

$$T_n = 2011.5 \text{ N} - \text{mm}$$

$$\tau = \frac{T_n * r}{J}$$

Donde J es el momento polar de inercia

$$J = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} (19^4 - 12^4) \rightarrow J = 10758.48 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{2011.5 * 6}{10758.48} = 1.12 \text{ Mpa}$$

Se procede ahora a revisar los esfuerzos máximos en el cubo:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{244.52 + (-105.4)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{244.52 - (-105.4)}{2}\right)^2 + 1.12^2}$$

$$\sigma_1 = 244.52 \text{ Mpa}$$

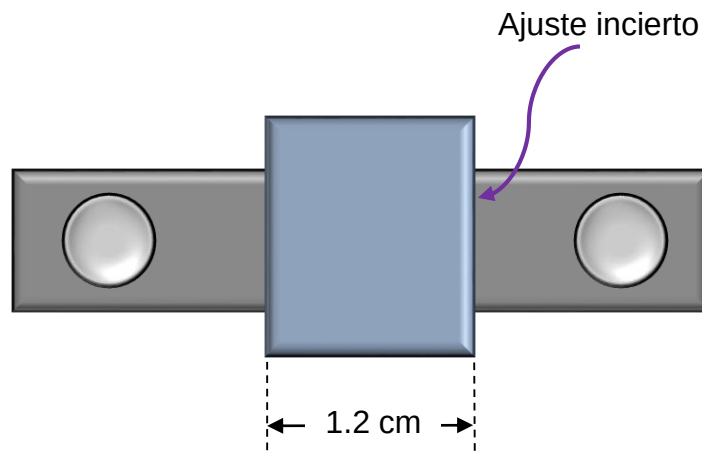
$$\sigma_1 = -105.4 \text{ Mpa}$$

$$N = \frac{s_y}{\sigma} = \frac{744}{244.52} \rightarrow N = 3.04$$

Se comprobó que este ajuste es el correcto para que el piñón y el eje sean solidarios, sin llegar a fallar en su funcionamiento.

4.12.5 Cálculo del ajuste de los rodamientos con el eje del piñón. Es importante saber que tolerancias son las adecuadas para que el rodamiento trabaje correctamente, ya que este componente es el que permite que el eje gire sobre su eje, sin que se llegue a frenar por alta fricción, por lo tanto, se buscara un ajuste estandarizado que permita tal acto, teniendo en cuenta que los rodamientos no se pueden maquinar, dando así un ajuste SAU (sistema de agujero único).

Figura 105. Boceto ajuste del eje del piñón con los rodamientos

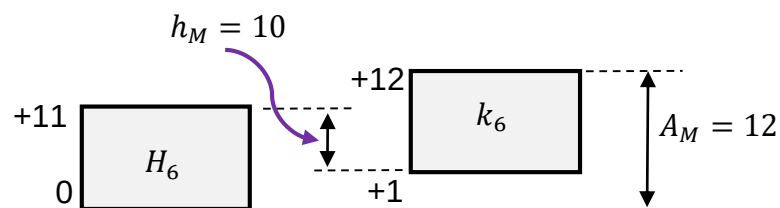


Este ajuste tiene que ser incierto, para que el rodamiento quede con la mínima holgura o que este quede con el menor ajuste posible para que no dañe las pistas de este mismo.

$$12 \frac{H_6}{k_6} = \frac{+0.011}{+0.000} \frac{+0.012}{+0.001}$$

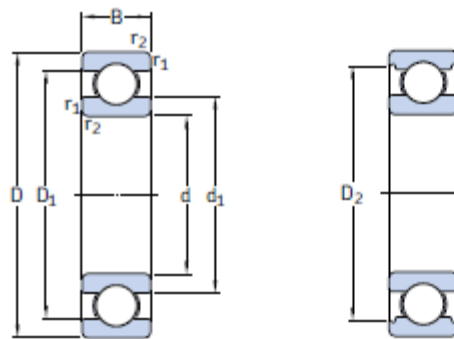
Este ajuste incierto tiene una holgura máxima de 0.010 mm y un ajuste máximo de 0.012 mm, como se muestra a continuación:

Figura 106. Ajuste eje piñón-rodamientos.



A continuación, se muestran las especificaciones que el fabricante da para sus rodamientos:

Figura 107. Catalogo skf del rodamiento 61806



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	—
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	*16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	*6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	*6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	*6302

Fuente: Catalogo rodamientos skf, [en línea], p-304 (recuperado el 25 de enero 2022) disponible en:
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

4.13 DIMENSIONAMIENTO DEL BASTIDOR

Este elemento es la estructura que va a sostener todos los componentes en su lugar, por lo que debe brindar la rigidez suficiente para que no llegue a fallar la máquina en su funcionamiento. También cabe recalcar que este debe tener una fácil capacidad de ensamblaje de tal manera que el equipo sea sencillo de armar cada vez que se le realice su correcto mantenimiento.

4.13.1 Fuerzas sobre el bastidor. Estas fuerzas se ven transmitidas del eje a los rodamientos y de los rodamientos al bastidor, por lo que se hace un resumen de las reacciones en los apoyos de los correspondientes ejes.

Cuadro 8. Fuerzas en los apoyos de eje de la corona

Resultado de las reacciones del eje-corona [kgf]			
apoyo A		apoyo C	
Ay	15,87	Cy	4,74
Az	15,09	Cz	4,81
Resultante A	21,90 215 [N]	Resultante C	6,75 66 [N]
Fuerza axial en A	12,2 120 [N]		

Fuente: elaboración propia

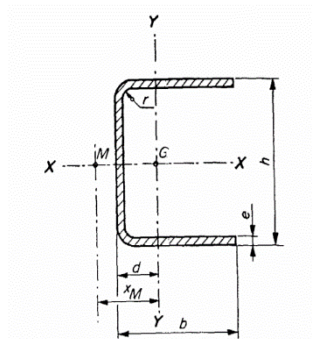
Cuadro 9. Fuerzas en los apoyos de eje del piñón.

Resultado de las reacciones del eje-piñón [kgf]			
Apoyo B		Apoyo D	
By	17,39	Dy	5,19
Bz	33,46	Dz	13,56
Resultante B	37,71 363 [N]	Resultante D	14,52 140 [N]
Fuerza axial en B		11,12 110 [N]	

Fuente: elaboración propia

4.13.2 Dimensionamiento del bastidor. Principalmente, esta estructura se formará de perfiles que ya están preestablecidos en el mercado, ya que son mucho más fáciles de conseguir debido a su gran variedad, además esto aporta una gran flexibilidad a la hora de dimensionar la estructura para buscar la rigidez suficiente, para este caso en particular se utilizara el perfil en U, los cuales están normalizados, como se muestran a continuación:

Figura 108. Perfiles abiertos normalizados – perfil U



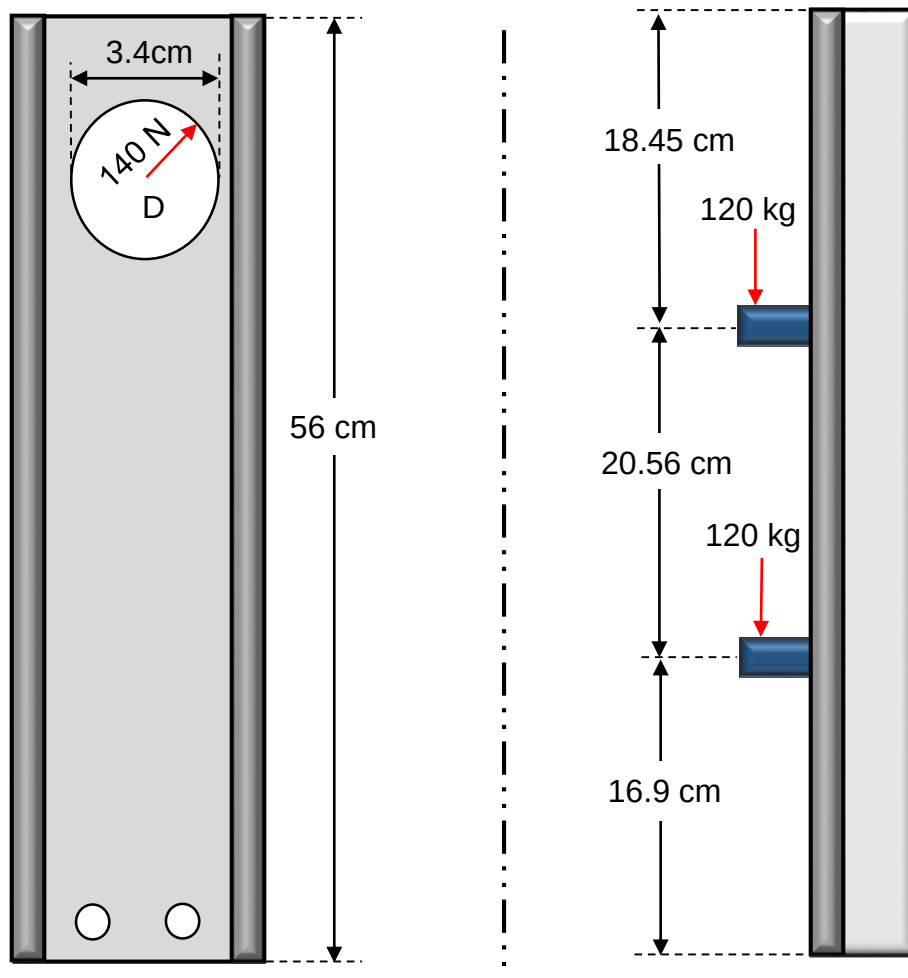
PERFIL	Dimensiones				A cm ²	M kg/m	u m ² /m	d cm	x _M cm
	h mm	b mm	e mm	r mm					
UF 40 x 60 x 3.0	60	40	3.0	3.0	3.90	2.06	0.266	1.29	2.73
UF 40 x 60 x 4.0	60	40	4.0	6.0	5.00	3.92	0.258	1.36	2.74
UF 50 x 60 x 2.0	60	50	2.0	2.5	3.06	2.40	0.310	1.67	3.66
UF 50 x 60 x 3.0	60	50	3.0	3.0	4.50	3.53	0.306	1.72	3.64

Fuente: Perfiles abiertos conformados en frío. Perfil uf. une 36-572-80, [en línea], (recuperado el 26 de enero 2022) disponible en:

http://www.hierrosleitza.com/upload/secciones-publicas/perfil-u-laminado-en-frio_original.pdf

4.13.2.1 Columnas. Para este caso en particular se ha seleccionado un perfil uf 40x60x2, los cuales serán utilizados como columnas, para dar soporte al tarro por medio de unos pines soldados a las mismas, y al tiempo sostener la base donde estará montado el mecanismo de transmisión, estos parales descansarán sobre una platina metálica la cual hará la función de base, este último es el que recibe las fuerzas transmitidas por las columnas, en seguida se realiza un boceto del montaje mencionado.

Figura 109. Boceto de las columnas del bastidor.

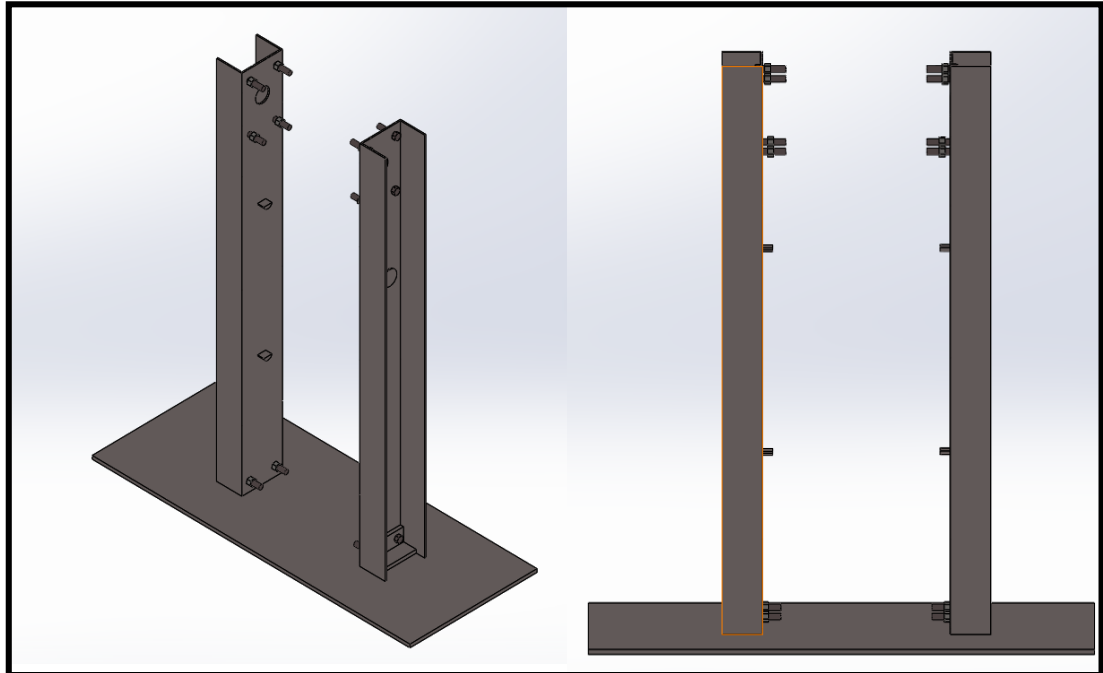


Estas columnas serán similares con una altura de 56 cm, y la única diferencia será que una de ellas tendrá un taladro del tamaño del rodamiento del eje del piñón, el cual es de 3.4 cm, para posteriormente soldar una camisa a este agujero, también sostendrán el tarro mediante 4 soportes de un diámetro de 1.28 cm, 2 en cada columna soladas con w-18 como se muestra en la figura 109, repartidas a lo largo del paral, una de ellas a 16.9 cm de la base y la otra a 37.56 cm.

También cabe recalcar que estas columnas tendrán una separación para que el recipiente entre preciso en medio de las dos, el cual está dado por el diámetro del tarro más los soportes a cada lado, dando así una longitud aproximada de 18.5 cm.

A continuación, se realiza el modelado de las partes anteriormente descritas, con ayuda del software (solidwork).

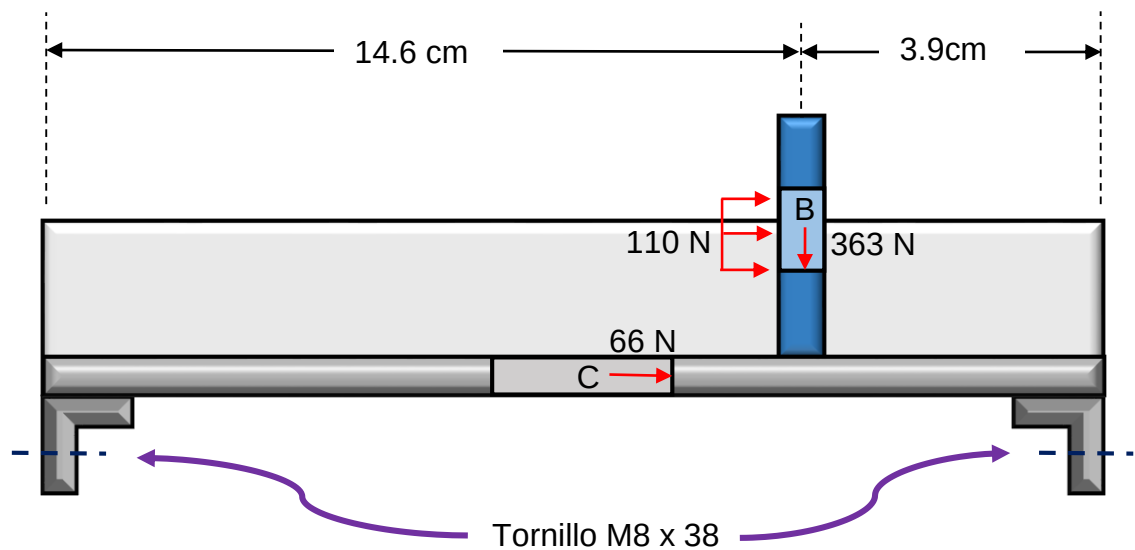
Figura 110. Modelado de las columnas del bastidor.



4.13.2.2 Viga 1. Para el soporte del mecanismo de transmisión se utilizará el mismo perfil en U cómo viga, él cuál tendrá un hueco en la mitad para dejar pasar el tornillo de potencia, además este travesaño se anclará a las columnas mediante tornillos, evitando que el sistema de trasmisión que descansa sobre esta se caiga, al mantenerlo en su lugar fijo, también desempeña un papel importante al evitar que las columnas se abran, dando robustez al bastidor.

Por otra parte, se le agrega de forma perpendicular una lámina con un taladrado a medida del rodamiento del eje del piñón, el cual es de 3.4 cm, todo esto para soldar una camisa a dicho agujero que mantendrá el rodamiento en su lugar, como se muestra a continuación:

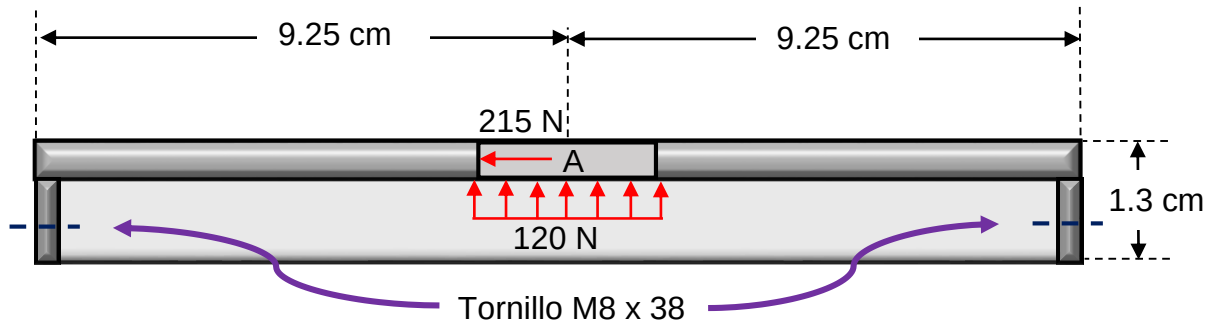
Figura 111. Boceto de la viga inferior



4.13.2.3 Viga 2. Esta viga es la que tapa todo el sistema y evita que el mecanismo se desencaje cuando se genere la presión en el recipiente, también ira anclada a las columnas por medio de tornillos para hacerla desmontable, además será del mismo perfil en U, sin embargo, se le realiza una modificación en sus aletas recortándolas para darle espacio a la corona de girar libremente, por lo que la nueva

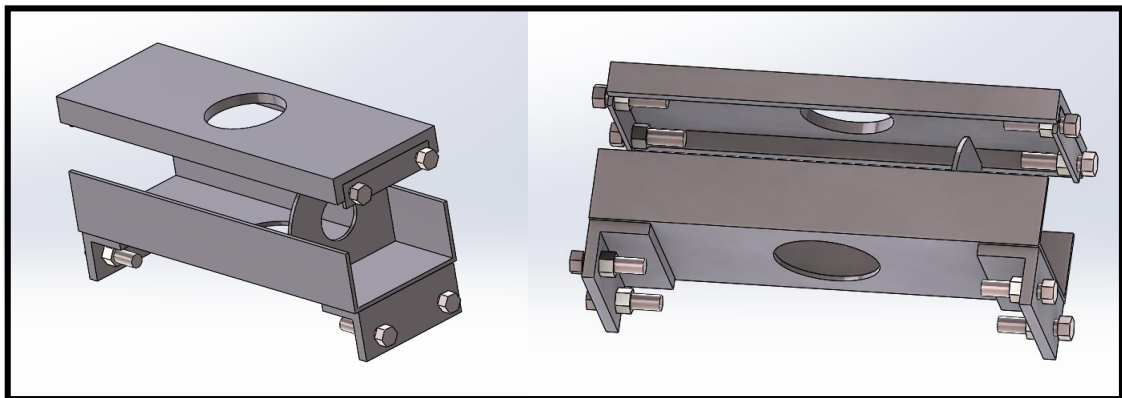
medida será de 1.3 cm, asimismo esta tendrá un hueco para que el tornillo de potencia suba y baje libremente.

Figura 112. Boceto de la viga superior.



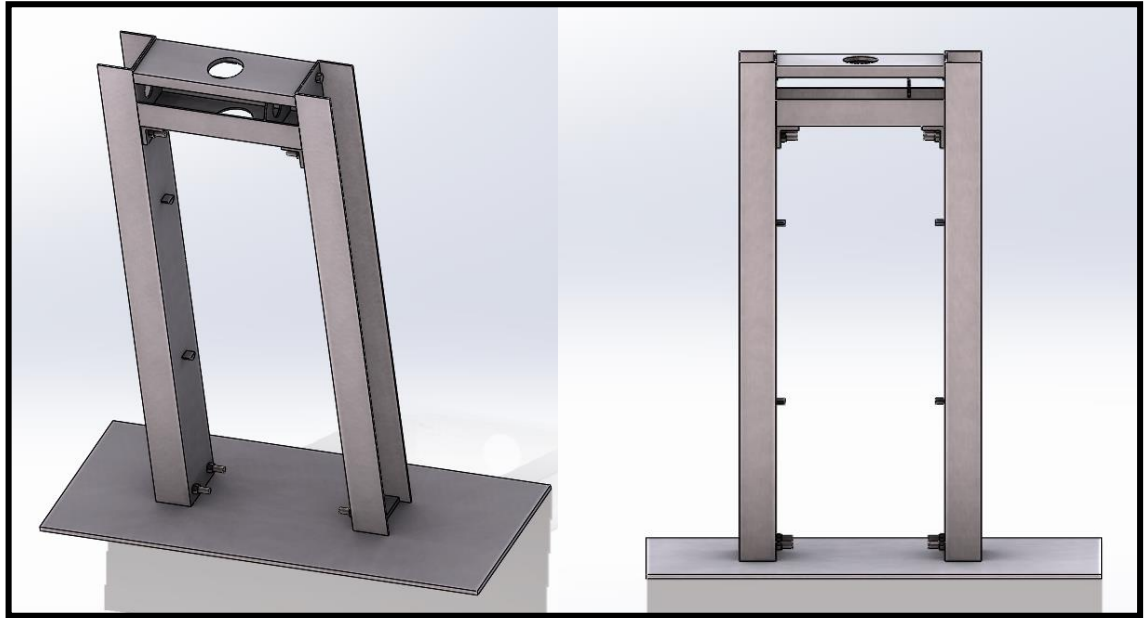
A continuación, se realiza el modelado de las 2 vigas ensamblados, con ayuda del software (solidwork).

Figura 113. Modelado en solidwork de las vigas.



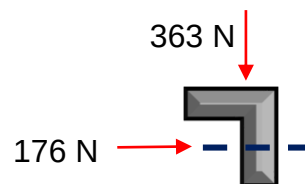
4.13.2.4 Modelado final del bastidor. Finalmente se modela todo el bastidor en un software CAE (solidwork), para comprobar que todas las piezas encajen correctamente.

Figura 114. Modelado en solidwork del bastidor.



4.13.3 Dimensionamiento de los tornillos. Es importante tener una idea de cuáles deben ser las dimensiones estandarizadas de los tornillos, ya que de estos depende que la estructura se mantenga unida, por lo tanto, hay que evitar que estos lleguen al punto de fractura por excesiva carga, para evitar esto se realiza la siguiente aproximación, en donde se asumirá un factor de seguridad $N=3$.

Figura 115. Cargas sobre los tornillos



$$Fax_{tor} = F_a * N = 176 * 3 = 528 \text{ N}$$

$$F_{ftor} = F_f * N = 363 * 3 = 1089 \text{ N}$$

Seguidamente, se recurre a una tabla donde se encuentren los diámetros de tornillos estandarizados, para seleccionar uno y ver si cumple para las condiciones de carga anteriormente mostradas.

Tabla 5. Dimensiones y áreas de esfuerzo para roscas métricas bastas y finas

Diámetro de la cresta, d_c , mm	Roscas bastas (MC)		Roscas finas (MF)	
	Paso, p , mm	Área del esfuerzo de tensión, A_t , mm ²	Paso, p , mm	Área del esfuerzo de tensión, A_t , mm ²
1	0.25	0.460	—	—
1.6	.35	1.27	0.20	1.57
2	.4	2.07	.25	2.45
2.5	.45	3.39	.35	3.70
3	.5	5.03	.35	5.61
4	.7	8.78	.5	9.79
5	.8	14.2	.5	16.1
6	1	20.1	.75	22
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1 121	—	—
48	5	1 473	—	—

Fuente: HAMROCK, JACOBSON, SCHMID. Bernard J. Bo O. Steven R. sujetadores y tornillos de potencia, Elementos de máquinas. México. McGRAW-HILL, 1999, p 689

De la tabla 5 se escoge un tornillo con un diámetro de 8 mm de rosca basta que es la más común en el mercado, esta tendrá una área de esfuerzo de 36.6 mm^2 , por lo que se procede a calcular los esfuerzos sobre el mismo.

$$\tau = \frac{F_{ftor}}{A} = \frac{1089}{36.6} = 29.75 \text{ mpa}$$

$$\sigma_{axB} = \frac{Fax_{tor}}{A} = \frac{528}{36.6} = 14.43 \text{ mpa}$$

Con estos valores se saca la variación de esfuerzos, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_{max} = 14.43 \text{ mpa}$$

$$\sigma_{min} = 14.43 \text{ mpa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{14.43 + (14.43)}{2} = 14.43 \text{ mpa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{14.43 - (14.43)}{2} = 0$$

Tabla 6. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en mm.

Grado métrico	Diámetro de la cresta d_c , mm	Resistencia a la rotura por tensión, S_u , MPa	Resistencia a la fluencia, S_y , MPa	Resistencia de prueba, S_p , Mpa
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340	310
5.8	M5-M24	520	415	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720	650
10.9	M6-M36	1 040	940	830
12.9	M1.6-M36	1 220	1 100	970

Funete: HAMROCK, JACOBSON, SCHMID. Bernard J. Bo O. Steven R. sujetadores y tornillos de potencia, Elementos de máquinas. México. McGRAW-HILL, 1999, p 687

De la tabla 6, se selecciona un tornillo con un grado métrico de 4.6, para con este aplicar la ecuación de falla de soderberg-morh.

$$\frac{1}{N} = \left\{ \left[\frac{\sigma_m}{S_y} + K_f \frac{\sigma_a}{S_e} \right]^2 + \left[\frac{\tau_m}{S_{ys}} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_{es}} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left\{ \left[\frac{\sigma_m}{S_y} \right]^2 + \left[\frac{\tau_m}{S_y} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left\{ \left[\frac{14.43}{240} \right]^2 + \left[\frac{29.75}{240} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 7.25$$

Como se puede ver el factor de seguridad es mucho más que suficiente para este caso, por lo que se decide en colocar tornillos M8, conocido en sistema inglés como tornillo 5/16", con esto se procede a buscar un catálogo en el mercado.

Tabla 7. Catálogo de tornillos hexagonales para estructuras.

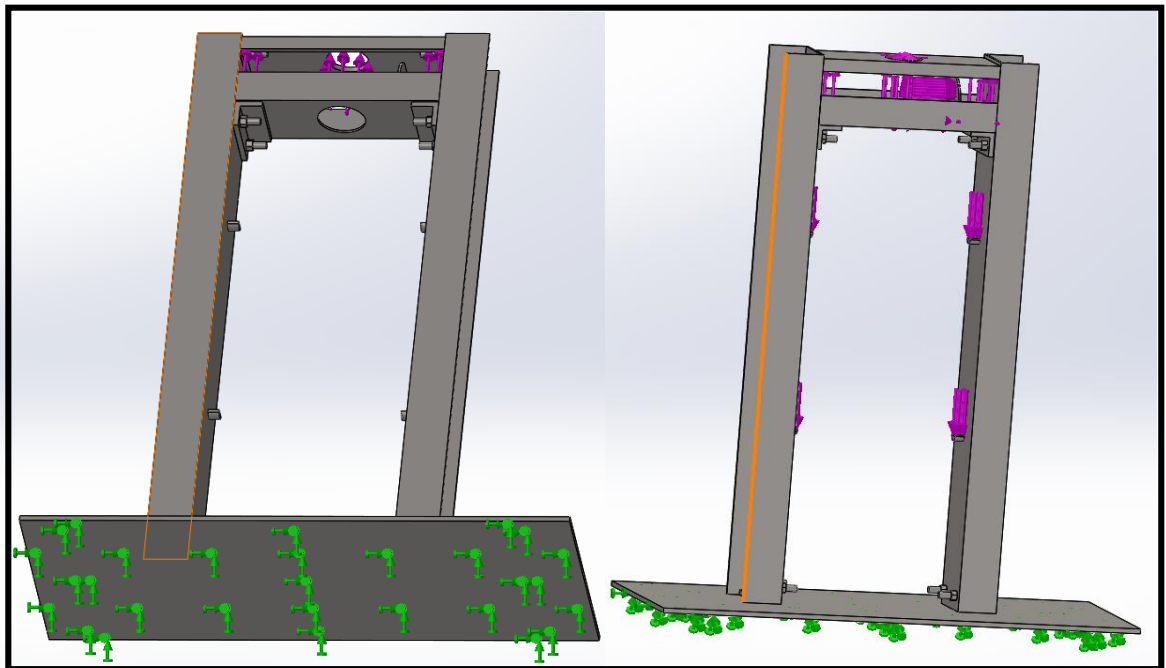
Código	mm	Pulg.
Medida 7.9 mm (5/16")		
TOHEG07X013	7.9X12.7	5/16"X1/2"
TOHEG07X019	7.9X19.0	5/16"X3/4"
TOHEG07X025	7.9X25.4	5/16"X1"
TOHEG07X032	7.9X31.7	5/16"X1 1/4"
TOHEG07X038	7.9X38.1	5/16"X1 1/2"
TOHEG07X050	7.9X50.8	5/16"X2"
TOHEG07X064	7.9X63.5	5/16"X2 1/2"
TOHEG07X075	7.9X76.2	5/16"X3"
TOHEG07X090	7.9X88.9	5/16"X3 1/2"
TOHEG07X100	7.9X101.6	5/16"X4"
TOHEG07X114	7.9X114.1	5/16"X4 1/2"
TOHEG07X125	7.9X127.0	5/16"X5"

Fuente: Catálogo Clavos y tornillos, Tornillo hexagonal, [en línea], (recuperado el 29 de enero 2022) disponible en: https://www.academia.edu/11026672/CLAVOS_Y_TORNILLOS pág. 291

4.13.4 Pruebas de resistencia del bastidor simuladas en solidwork. Con las dimensiones asumidas anteriormente, se procede a realizar un estudio de tensiones, recurriendo a la ayuda del programa solidwork, ya que este ofrece una herramienta de simulación por elementos finitos, en el cual se simulará todo el chasis incluido los tornillos, para ver si las dimensiones asumidas si cumplen con los requerimientos de la máquina sin que esta llegue a fallar, con sus respectivas cargas.

Dentro de este se define el material, ya que el programa cuenta con la ventaja de tener incluida una base de datos con las propiedades de los materiales, el cual será para este caso acero AISI 1020, y seguidamente se colocan las condiciones de apoyo junto con las fuerzas a las cuales estará sometido el bastidor.

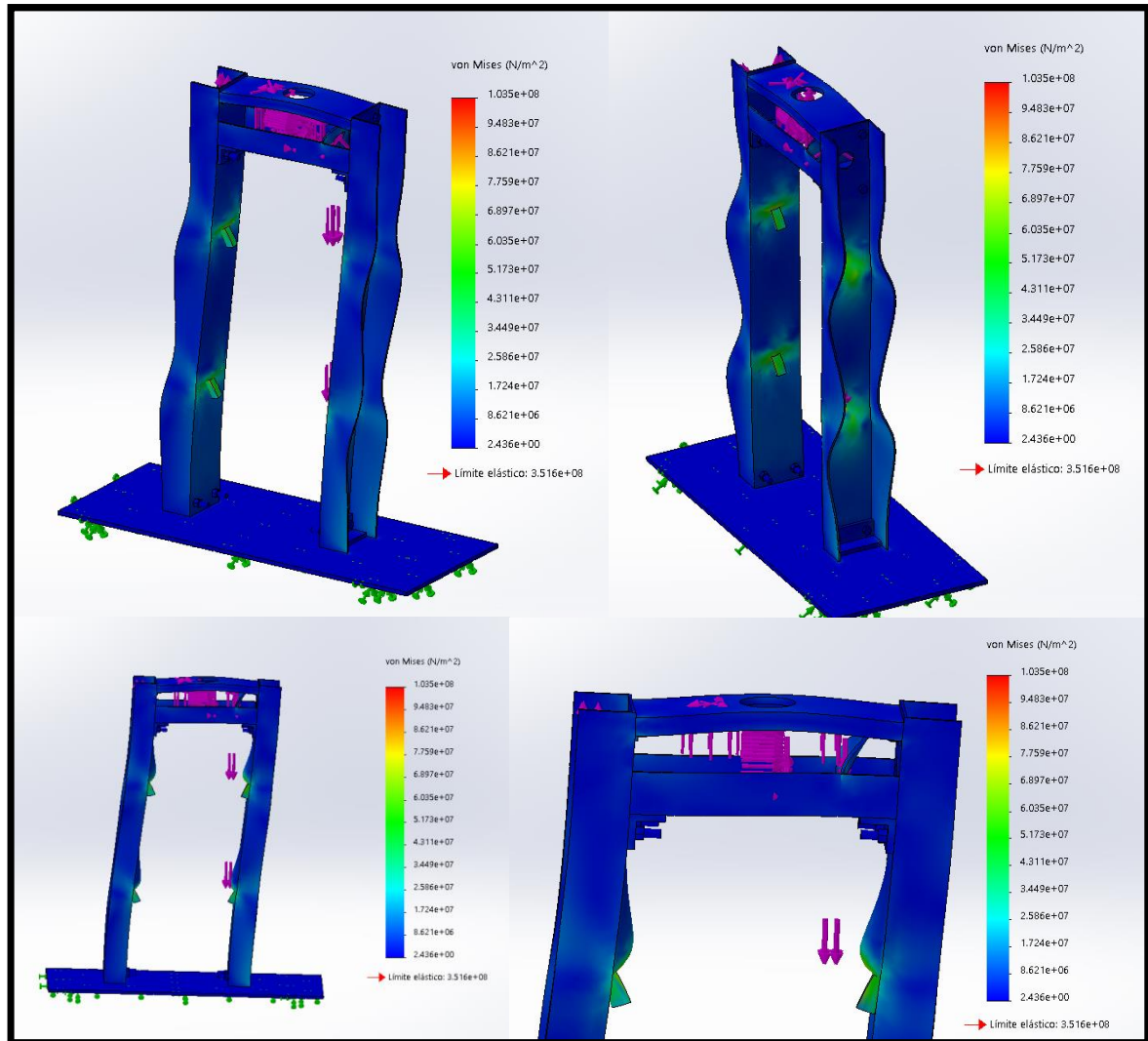
Figura 116. Bastidor con las condiciones de simulación (apoyos y fuerzas).



Para la condición de apoyo, esta se coloca en la platina metálica (mesa) simulando el apoyo que la máquina hace contra el suelo como se muestra en la figura 116.

Las fuerzas colocadas en la simulación salen de las reacciones que los ejes le hacen al bastidor y, por otro lado, la fuerza que genera con el tarro a los soportes, estos datos se referencian en los cuadros 8 y 9, además también se especifican en las figuras tal 109,111 y 112.

Figura 117. Simulación de esfuerzos sobre el bastidor.

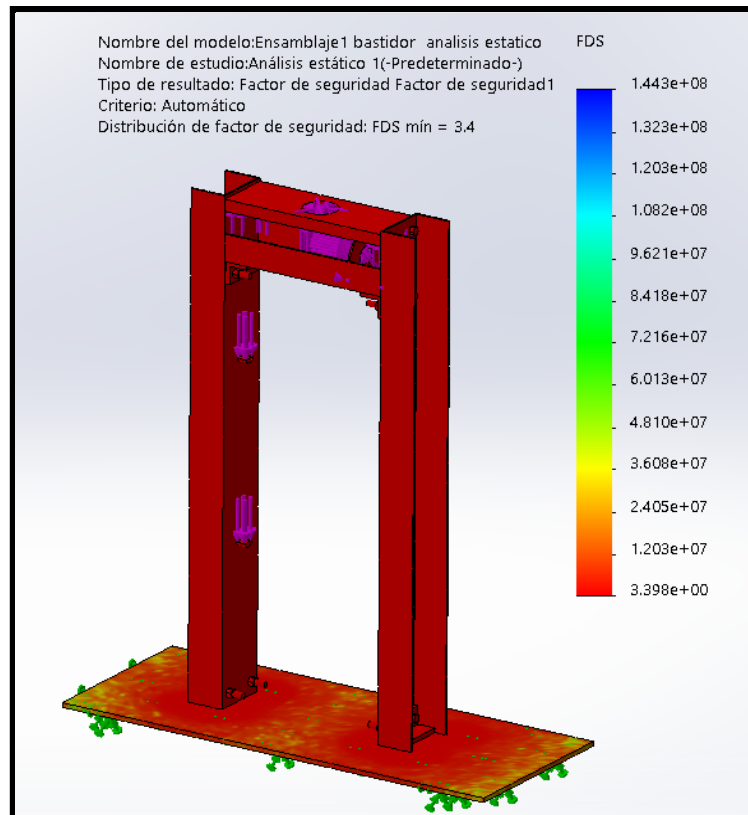


Si se observa la escala de von mises, el color rojo indica el valor máximo de esfuerzos sobre la pieza, el cual no debe exceder la mitad del límite elástico allí mostrado, para que el diseño soporte las cargas impuestas con cierto factor de

seguridad, por lo tanto, al revisar la figura 117, se nota que los elementos que más se ven afectados por la carga, son los soportes del tarro, debido a que se comportan como vigas en voladizo, haciéndolos propensos a deflectarse en el sentido que va la carga, sin embargo, se ve que las dimensiones de estos son las suficientes, ya que, no se evidencian sobreesfuerzos al presentarse de un color verde en la simulación, lo que indica que no se produce fractura en los soportes.

Por otra parte, otra pieza que sufre bastante debido a las cargas, es el soporte del rodamiento, ya que es una pieza que también está en voladizo, observándose que tiende a deflectarse hacia la derecha, sin embargo, tampoco se ve la presencia de color rojo, por el contrario, se nota la presencia de color azul claro, lo que indica que sus dimensiones son las adecuadas para el trabajo, y esto debe ser así porque es la pieza que mantiene alineada la transmisión de potencia

Figura 118. Simulación del factor de seguridad sobre el bastidor.



En la figura 118, se muestra la simulación hecha en solidwork, esta permite ver cuál es el factor de seguridad de todo el bastidor, el cual tiene un valor de 3.4, indicando así que todas las dimensiones supuestas para cada uno de los componentes del bastidor son suficientes, haciendo que la máquina pueda cumplir su función sin llegar a fracturarse.

4.14 DIMENSIONAMIENTO DE LA MANIVELA

Se conoce el valor del torque requerido en el eje del piñón para realizar el embutido, el cual es de 20.5 kg- cm, este eje va unido directamente con la manivela, por lo tanto, esta pieza se dimensionará de tal modo que permita a una persona promedio desarrollar el torque necesario sin mucho esfuerzo.

En el mercado se puede ver una gran variedad de manivelas ya fabricadas a un bajo costo, por lo que se decide utilizar una ya existente, que para este caso será la manivela de un molino de grano, como se muestra en la siguiente figura:

Figura 119. Manivela de un molino de grano.

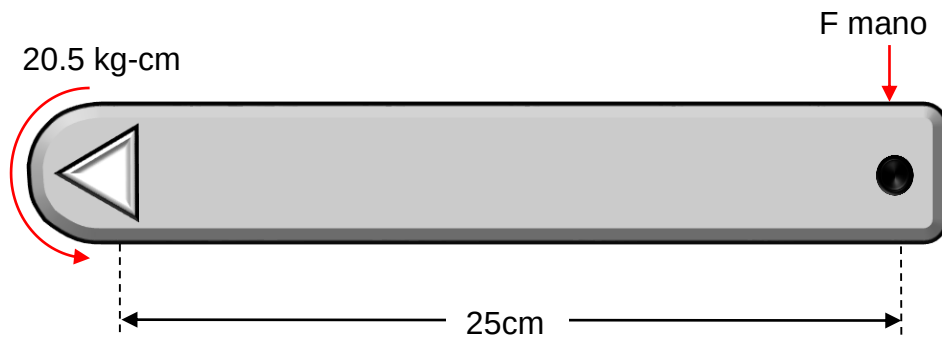


Fuente: Manivela para molino, [en línea], (recuperado el 12 de enero 2022) disponible en: https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-594939877-repuesto-molino-corona-manubrio-o-brazo-_JM

Esta manivela tiene una longitud de brazo de 25 cm, el extremo que se une al eje viene en forma de triángulo equilátero, para que engrane y no resbale sobre el eje al momento de aplicarla fuerza, adicionalmente para que la manivela no se salga, se realiza un taladro que cruza las dos piezas al tiempo para incrustar un pasador y evitar que se desacople la manivela del eje.

Finalmente, se calculará el valor de la fuerza requerida para accionar la máquina con la manivela seleccionada.

Figura 120. Boceto de la manivela.



$$M_{eje} = F_{mano} * L$$

$$F_{mano} = \frac{M_{eje}}{L} = \frac{20.5 \text{ Kg} - \text{cm}}{25 \text{ cm}}$$

$$F_{mano} = 0.82 \text{ kg}; \text{ fuerza necesaria para operar la maquina}$$

Cabe notar que la fuerza necesaria para hacer funcionar el sistema es poca, ya que tiene una relación de transmisión grande, y esto se hace así para que el operario no tenga que hacer demasiado esfuerzo en un tiempo prolongado, lo que hace cómoda su operación.

5 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA EMBUTIDORA

En este capítulo, se menciona como es la fabricación y ensamblaje de la máquina al completo, donde se denotarán cuáles fueron los métodos que se utilizaron para fabricar algunas piezas en específico.

5.1 FABRICACIÓN DEL RECIPIENTE CONTENEDOR (TARRO)

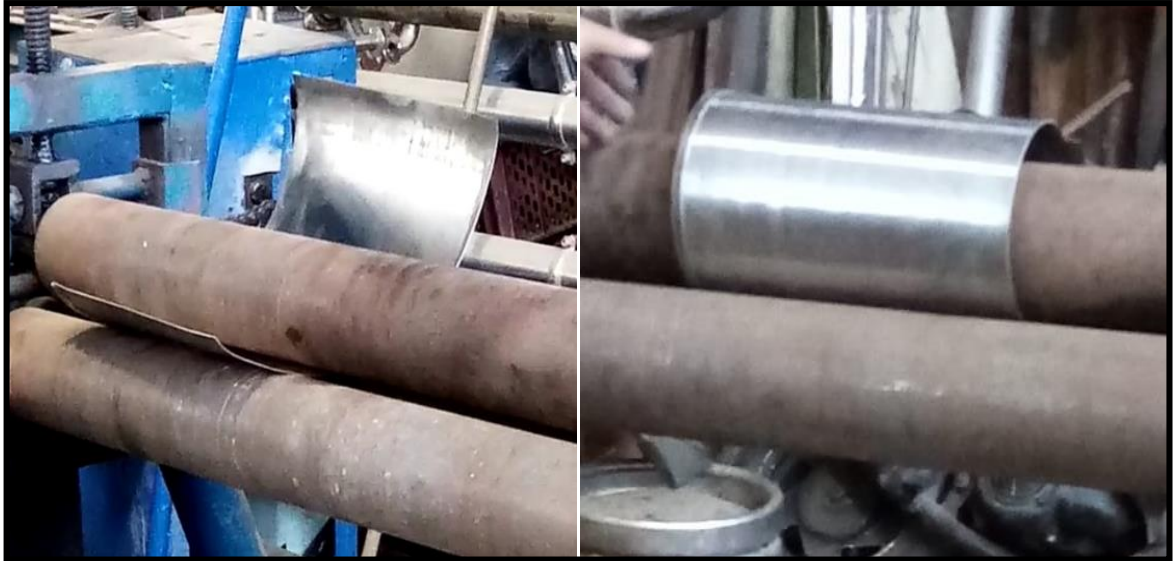
Para fabricar un cilindro de 6 pulgadas de diámetro y 30 cm de largo, se consigue una lámina de acero inoxidable AISI 304 calibre 16, en la cual se recorta un rectángulo con las medidas anteriormente mencionadas, la cuales son: 47.9 cm de ancho (perímetro círculo) y 31 cm de largo, seguidamente se dobla 1 cm de lámina sobre sí misma con una prensa hidráulica, como se observa en la figura 121, esto aumenta el espesor de uno de sus extremos, haciendo que el borde que estará en la parte superior del tarro quede reforzado, evitando posibles deformaciones o posibles descuadres que generen un óvalo al momento de operar la máquina.

Figura 121. Doblado de la lámina de acero inoxidable.



Seguidamente, se coloca la lámina en una máquina que tiene 3 rodillos los cuales giran sobre su eje, al colocarla allí, está es aprisionada contra los rodillos, provocando que la lámina se comience a curvar hasta darle la forma de cilindro, como se ve en la siguiente figura:

Figura 122. Doblado y formado con rodillos de la lámina de acero inoxidable.



Finalmente, se le aplica un cordón de soldadura TIG (del inglés tungsten inert gas), para unir las dos puntas enfrentadas del cilindro, como se muestra en la figura 123, seguidamente se corta un disco de 6 pulgadas de diámetro exterior y 1.5 pulgadas de diámetro interno, al cual se le realiza un bombeado para darle una inclinación de 13 grados y poder unirlo con el extremo del cilindro que no tiene dobles, mediante soldadura TIG.

Figura 123. Soldado del cilindro de acero inoxidable.



5.2 FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN

La solución más fácil para la fabricación de estas piezas es conseguir tubería de acero inoxidable ya fabricada, lo que ahorra tiempo y dinero, los diámetros respectivos para cada uno de estos tubos son, 1.5 pulgadas para el codo y 1 pulgada para la boquilla, este ultimo de longitud 12.5 cm, junto con esto se consiguen 2 discos con un diámetro externo de 5.6 cm, y con un diámetro interno igual al diámetro de los tubos respectivamente, seguidamente se procede a soldar los discos en los extremos de cada uno, como se muestra en la siguiente figura:

Figura 124. Unión de los discos al codo y tubo mediante soldadura.



Al disco del codo se le maquina una rosca y se le deja una cavidad para colocar un empaque, el cual hará que el empalme selle heréticamente, además se maquina su respectiva tuerca con un tope en uno de sus extremos, lo que evita que la boquilla se salga al hacer presión del codo con la boquilla, a continuación, se muestra lo anteriormente dicho.

Figura 125. Maquinado de la tuerca y la rosca del codo.



Seguidamente, el extremo del codo que queda libre se soldara a la tapa inferior del tarro para que el sistema quede fijo como se muestra en la figura 126, ya que este método es el más sencillo y se evitan escapes de materia prima indeseada, haciendo todo el conjunto un sistema hermético.

Figura 126. Unión del codo y la tapa inferior con soldadura.



Por último, se realizan unas chavetas las cuales tendrán una ranura en forma de u, para que los soportes se deslicen fácilmente permitiendo la salida y entrada del tarro de una manera sencilla. En seguida se muestra el resultado final.

Figura 127. Unión de las chavetas al tarro con soldadura.



5.3 FABRICACIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA Y ÉMBOLO

Para realizar la fabricación de la varilla roscada se cuenta con las siguientes características:

- Longitud de 40 cm
- Diámetro de $\frac{3}{4}$ pulg
- Rosca interna 5/16 pulg
- 6 hilos por pulgada

Se procede a montar una varilla lisa de acero AISI 1020 en un torno, con el cual se le darán las dimensiones anteriormente mencionadas, finalmente en uno de sus extremos se le realiza una rosca interna con un macho para roscar, de 5/16 pulg, donde irá fijado el émbolo.

Para el émbolo, simplemente se cortan 2 discos de acero inoxidable con un diámetro de 6 pulg y un disco similar de caucho, con la finalidad de hacer una especie de sándwich, con los discos de acero en los extremos y en medio el de caucho, a estos 3 discos se les taladra un hueco para que pueda pasar el tornillo de 5/16 pulg, ya que la función de este último es fijar el émbolo al tornillo de potencia. En la siguiente figura se muestran las piezas anteriormente descritas.

Figura 128. Torneado del tornillo de potencia y unión del embolo al mismo.



5.4 FABRICACIÓN DE LOS EJES

Los diferentes ejes tendrán las siguientes características:

Eje corona

- 6.2 cm largo
- 3.1 cm diámetro para corona
- 3 cm diámetro para rodamientos
- 1.4 cm diámetro interno

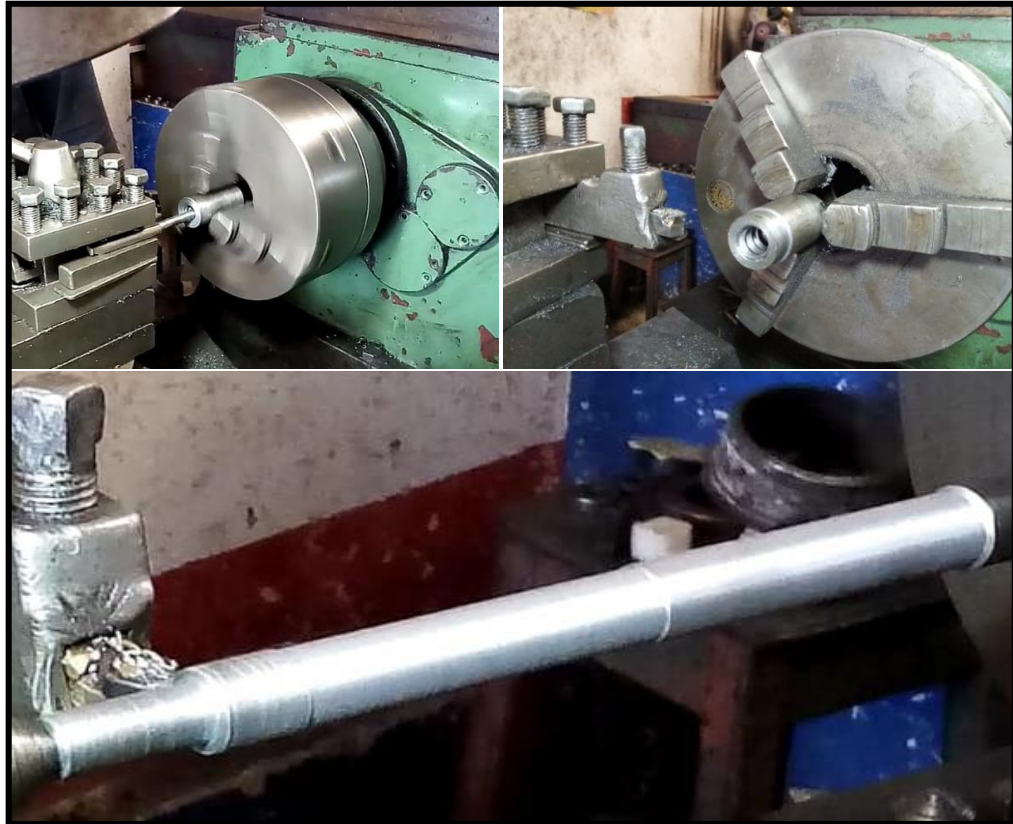
Eje piñón

- 17 cm de largo
- 1.5 cm diámetro rodamientos

- 1.2 cm diámetro piñón

Estos ejes se montarán en un torno el cual les dará las dimensiones deseadas por medio de la operación de cilindrado, con la diferencia que el eje de la corona tendrá un hueco hecho con una broca de $\frac{3}{4}$ pulg, para posteriormente hacerle el roscado interno donde se deslizará el tornillo de potencia, en la siguiente figura se evidencia como fue el proceso de maquinado para estas piezas.

Figura 129. Fabricación de los ejes.



5.4 FABRICACIÓN DEL BASTIDOR

Para la fabricación de este elemento se procede a comprar los siguientes elementos:

- Tornillos de 5/16 pulg
- Perfil en U de 60x40x2
- Soldadura west-arco 6013 1/8 in
- Platina 2/8 in
- Eje de 1.28 cm

Con estos materiales se realiza la fabricación de toda la estructura, comenzando por las columnas, para las cuales se toma el perfil en U y se corta de una longitud de 56 cm, estas se asegurarán a la platina por medio de tornillos, la platina tendrá soldado un pequeño perfil en L donde van dichos tornillos, como se ve en la figura 130, se tiene en cuenta que una de las columnas tendrá un agujero donde irá montado el rodamiento que sostiene el eje del piñón, Junto con esto, se cortan y soldán los soportes que sostienen el tarro a cada uno de los parales.

Figura 130. Fabricación de las columnas y montaje sobre la platina.



Ahora se cortan las vigas que sostendrán la transmisión de potencia del mismo perfil en U con una longitud 18.5 cm, a las cuales se les realiza un taladrado en todo el centro para que el tornillo pueda pasar sin problemas, a estas 2 vigas se le suelda un pequeño perfil en L para poder atornillarlas a las columnas y que queden fijas.

También se soldarán las camisas de los rodamientos dentro del canal del perfil, con el fin de hacerlos fijos y así evitar que el eje baile al estar en operación, cabe recalcar que para la viga inferior se le suelda un soporte que portara el rodamiento del eje del piñón. La siguiente figura ilustra lo dicho.

Figura 131. Fabricación de las vigas.



5.5 ADQUISICIÓN DE PIEZAS MECÁNICAS YA EXISTENTES EN EL MERCADO

Las piezas complementarias necesarias para que la transmisión funcione se conseguirán en el mercado, puesto que este hace que los componentes mecánicos se produzcan en grandes cantidades haciéndolos muy comunes de conseguir, por lo tanto serán más asequibles que si se mandaran a fabricar, lo que ahorra tiempo y dinero. De modo que, se procede a comprar las siguientes piezas:

- 2 rodamientos de 61806 según catalogo skf (ver figura 88)
- 2 rodamientos de 16002 según catalogo skf (ver figura 107)
- 1 corona helicoidal de 55 dientes
- 1 piñón helicoidal de 15 dientes
- 1 manivela de máquina de moler

A la corona se le realizó un desbaste al diámetro interno para que encajara con la medida del eje, a continuación, se anexan las imágenes respectivas.

Figura 132. Juego de engranajes cónicos helicoidales.

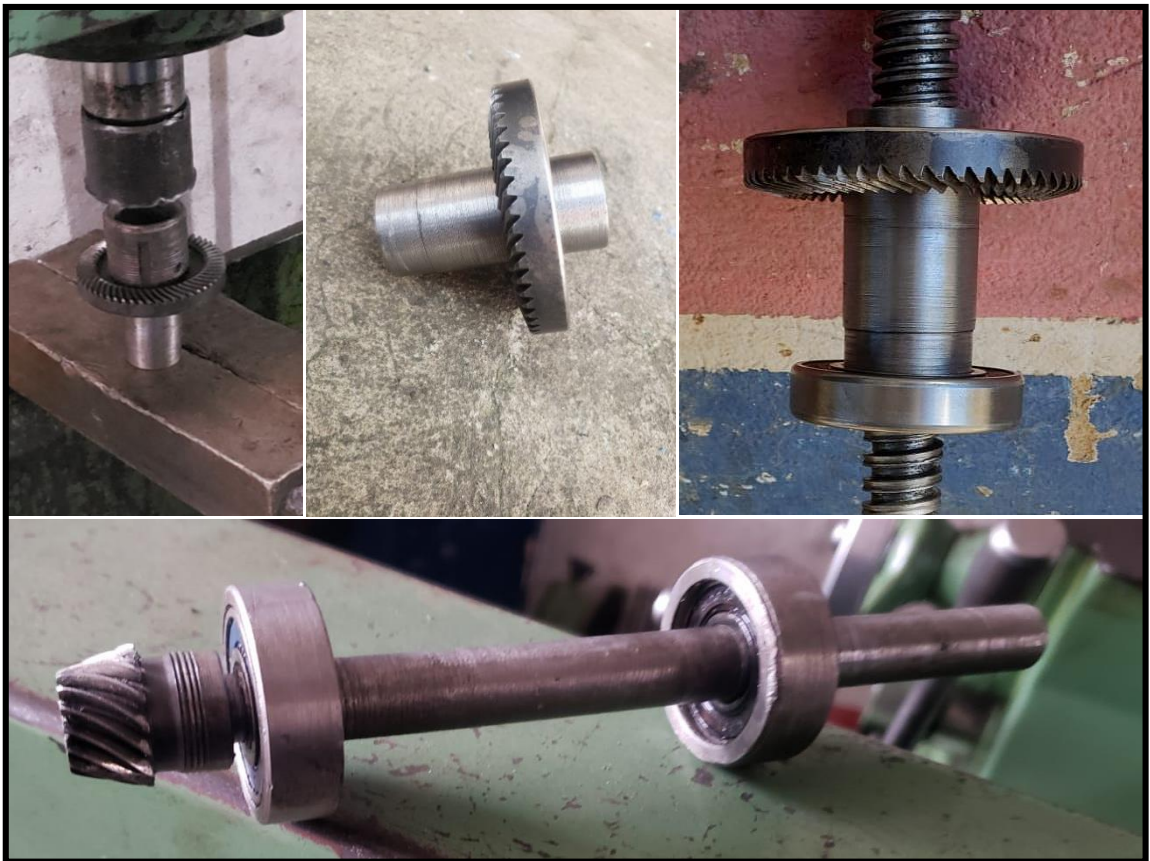


5.6 ENSAMBLAJE DE LOS EJES

La corona se monta sobre su respectivo eje a presión con un ajuste fuerte, haciendo que quede fija sobre este, este engranaje se hace llegar hasta allí con la ayuda de una prensa hidráulica y de igual manera se montan los rodamientos a los extremos del eje, alineándolos bien hasta que lleguen a su respectivo sitio.

El montaje del piñón se hace de una forma similar, con la excepción de que el piñón es una pieza más delgada y al entrar a presión con el eje puede llegar a dañarse fracturándose por los dientes, por lo que se opta por introducirlo allí golpeando suavemente su extremo con una pieza de bronce.

Figura 133. Ensamblaje de los ejes.



5.7 ENSAMBLAJE FINAL DE LA MÁQUINA

Finalmente se lijan cada una de las piezas para quitar impurezas y se procede a pintar para evitar la formación de óxido en sus componentes.

Se ensambla el bastidor por partes, ya que se hizo desarmable mediante tornillería para su fácil mantenimiento, seguidamente se colocan los ejes en su respectivo lugar para continuar con el montaje de la varilla roscada con su émbolo en el eje central que actúa como eje y como tuerca, se procede a cerrar el sistema de transmisión con la viga superior del bastidor, y finalmente se le coloca su respectiva manivela como se muestra a continuación:

Figura 134. Ensamblaje de la máquina paso por paso.



5.8 RESULTADO DE LA MÁQUINA FINAL

Al completar el ensamble se muestra el resultado final de la máquina embutidora de longaniza, la cual tiene una capacidad de 5.5 litros en su tanque.

Figura 135. Máquina final.



6. PRUEBAS Y RESULTADOS

Para llevar a cabo el dimensionamiento de la maquina embutidora se hicieron varias pruebas de laboratorio, con el fin de determinar la fuerza necesaria que se le debe imprimir al émbolo en la parte superior, ya que esta genera un movimiento que aplasta la carne contra las paredes del recipiente haciendo que busque una salida, dicha salida será una boquilla en la parte inferior del tarro. Por lo que se debe corroborar si estos valores encontrados en el laboratorio son lo suficientemente acertados para que la máquina funcione sin problemas, también junto con esto, ver que a la hora de ser operada no oponga demasiada resistencia al movimiento, haciéndola de suave manejo para cualquier persona que la vaya a utilizar.

6.1 PRUEBA DE EMBUTIDO

Para llevar a cabo la demostración se prepara la materia prima de la longaniza la cual se pondrá en el tarro de la máquina, además se coloca la tripa alrededor de la boquilla y se sellará su salida con una cabuya para evitar que la carne se salga, como se muestra en la siguiente figura:

Figura 136. Preparación de la máquina con la materia prima para embutir.



Por último, se evidencia de cómo fue la puesta en marcha por primera vez de la máquina embutidora, con el fin de ver si embute de una manera eficiente la carne cortada en trozos, además de ver si esta cumple con los objetivos del proyecto planteados desde un el comienzo.

Figura 137. Prueba final de la máquina realizando el embutido.



Durante la prueba se observó que la máquina no requiere un esfuerzo grande para ser operada, haciéndola muy suave para que cualquier persona la maneje, lo que dice que la fuerza hallada en el laboratorio fue certera, tampoco se evidenciaron fugas indeseadas de la materia prima, por lo que se puede decir que las tolerancias del émbolo son las correctas, tampoco por el sistema de extrusión el cual sello herméticamente. El recipiente de acero quedo de fácil desmontaje para ser recargado, ya que se desliza y sale de la máquina sin mucho esfuerzo.

En la estructura no se evidenciaron deflexiones, ni en los soportes que son las piezas que están sometidas a mayor carga, por lo que se puede concluir que la máquina funciona correctamente.

6.2 PRUEBA DE LAS ESPECIFICACIONES

Se le realizan varias pruebas de funcionamiento, las cuales arrojen valores medibles para caracterizar la capacidad física de la máquina.

Primero se caracteriza su peso total, para ver qué tan fácil es trasportarla, por lo tanto, se lleva a una báscula como se muestra:

Figura 138. Peso total de la máquina.



Esta máquina posee un peso total de 13.5 kg, lo que la hace fácil de llevar a cualquier lugar.

Por otra parte, se caracteriza la fuerza necesaria para que la máquina funcione y ver si puede ser operada por una persona promedio, por lo tanto, se coloca una masa en el extremo de la manivela para ver si esta funciona, como se muestra continuación:

Figura 139. Fuerza necesaria para el funcionamiento de la máquina.



En la figura 139 se caracteriza una masa de prueba la cual será una llave (herramienta), esta tiene un peso aproximado de 250 gr, donde posteriormente se coloca en el extremo de la manivela en un arreglo de 90 grados, aplicando así la mayor palanca aprovechando la gravedad. Finalmente, se observa que este peso es suficiente para que la máquina se accione, lo que se traduce en un fácil accionamiento por parte de cualquier persona, ya que la fuerza necesaria es poca.

Con todo lo anterior mencionado se cumplen los siguientes objetivos:

- Capacidad de embutido aproximado de 5kg/h – 10kg/h
- Diámetro aproximado de las boquillas de 2.5cm – 3.5cm
- Longitud de embutido de 50cm – 100cm
- Cumplir con la norma de sanidad (INVIMA) para la fabricación de la máquina

Finalmente, se adjunta la ficha técnica de la máquina

Figura 140. Ficha técnica de la máquina.

FICHA TECNICA	
Nombre de la entidad	UIS
Dirección	Calle 9 # Carrera 27
Ciudad	Bucaramanga
Contacto	Jonny Sotelo - Fabián Peñaloza
Teléfonos	3132514532-3133028696
Código	1.0.0.0
E-mail:	jonnysotelo159@Gmail.com-fabian.penaloza.3009@Gmail.com
Sitio Web	No posee

NOMBRE COMERCIAL DEL PRODUCTO:	EMBUTIDORA DE LONGANIZA								
FOTOGRAFIA	DESCRIPCION DEL PRODCTO								
	Maquina embutidora de longaniza con bastidor hecho en acero AISI 1020, tarro de acero inoxidable AISI 304 y un mecanismos con piezas metalmecánicas diseñadas específicamente para soportar la fuerza de embutido <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 5px;"> <tr> <td style="width: 30%; padding: 2px;">Materia Prima</td> <td style="padding: 2px;">AISI 304</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Insumos</td> <td style="padding: 2px;">Tornillos tuercas</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Peso</td> <td style="padding: 2px;">13,5 kg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Otros</td> <td style="padding: 2px;">Fuerza 120 kg</td> </tr> </table>	Materia Prima	AISI 304	Insumos	Tornillos tuercas	Peso	13,5 kg	Otros	Fuerza 120 kg
Materia Prima	AISI 304								
Insumos	Tornillos tuercas								
Peso	13,5 kg								
Otros	Fuerza 120 kg								

CANTIDAD DE PRODUCTOS	1
PRECIO REFERENCIAL	\$1.419.800
OTRAS CARACTERISTICAS	Producto realizado para la demanda del consumidor

7. ANÁLISIS DE COSTOS

Se realiza una tabla con los costos de fabricación de la máquina y los costos de los repuestos actualmente en el mercado

Tabla 8. Costos de fabricación.

Costos de fabricación máquina embutidora de longaniza

Tarro	\$ 400.000
Ejes y camisas, en torno	\$ 350.000
Tornillo potencia	\$ 30.000
Rodamientos	\$ 50.000
Juego de engranajes	\$ 150.000
Perfil en u	\$ 30.000
Empaque	\$ 5.000
Angulo	\$ 20.000
Platina	\$ 25.000
Soldadura	\$ 10.000
Mano de obra bastidor	\$ 200.000
Pintura y lija	\$ 16.800
12 Tornillos con tuerca	\$ 3.000
Manivela	\$ 30.000
Imprevistos	\$ 100.000
Total	\$ 1.419.800

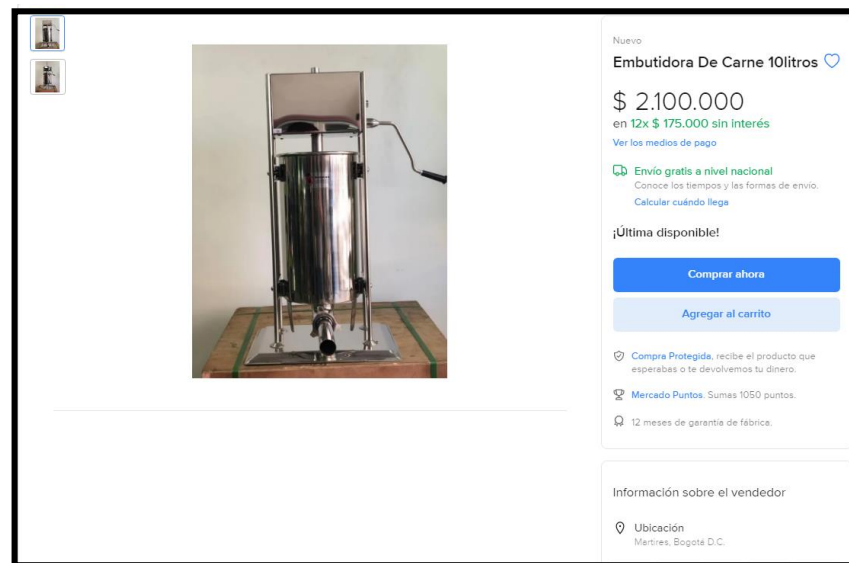
Fuente: elaboración propia

Estudiando el mercado local de Colombia, se pueden encontrar máquinas con características similares las cuales rondan los 2 millones de pesos, por lo que con

la fabricación de esta máquina se estaría ahorrando un 30% del costo final de la máquina.

A continuación, se encontró la cotización de una máquina similar en el mercado local.

Figura 141. Cotización de una máquina embutidora en el mercado.



Fuente: Embutidora de carne, [en línea], (recuperado el 1 de febrero 2022) disponible en: https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-615271720-embutidora-de-carne-10litros-_JM#position=2&search_layout=stack&type=item&tracking_id=79546363-54bb-465b-8189-e1fd483b0d42

8. CONCLUSIONES

- Se observó que para la comunidad del municipio de Saboya es más rentable construir la máquina embutidora desde cero por sus grandes beneficios, como lo es su costo, puesto que en el mercado existen máquinas hechas, pero que, al comparar su costo, este se eleva en un 30 %, haciéndolas menos accesibles a los pequeños emprendimientos.
- Se analizó que otro de los beneficios importantes de construirla en vez de comprarla, es su robustez, ya que en la etapa de diseño de la máquina se identificaron las piezas más propensas a fracturarse por las cargas inducidas, realizando un diseño bastante conservador para estas, manteniendo unos buenos márgenes de seguridad.
- Se estudió el diseño de las máquinas existentes en el mercado con personas que ya las hayan tenido, para ver su desempeño y sus fallas más comunes, en las cuales se encuentran, la poca resistencia de los soportes que mantienen el tarro en su lugar, ya que estos tienden a fracturarse con facilidad dejando la máquina inoperable.
- Se realizó un estudio de resistencia de materiales por medio de un software CAE (solidwork), el cual da una aproximación del comportamiento real de las piezas bajo las respectivas cargas, dejando ver posibles fallas a la hora de poner en marcha la máquina o en su construcción y poder así, concluir si el diseño es lo suficientemente bueno.
- Se repasó la norma que rige en Colombia, para la utilización de metales que estarán en contacto directo con comida para consumo humano, siendo esta la INVIMA en la resolución 4142 de 2012, por lo tanto, ciñéndose a esta se

fabricaron los subsistemas que tocaran la carne con acero inoxidable AISI 304, el cual es el más conveniente para el trabajo.

- Se construyó el bastidor de la embutidora con un material diferente, mucho más económico que el acero inoxidable debido a sus propiedades, debido a que este subsistema no estará en contacto con la carne, haciendo que se minimicen costos de producción, pero sin descuidar los requerimientos de carga y su robustez, garantizando su pleno funcionamiento.
- Se diseñó y construyó una máquina de embutido manual que tiene por característica su fácil operación, debido a su alta relación de transmisión, haciéndola una máquina ideal para que cualquier persona del común tenga la capacidad de maniobrarla sin mayor dificultad.
- Se realizó un ensayo para caracterizar los diferentes parámetros de operación como lo fueron, la fuerza requerida en el embolo para que la carne atrapada en un tarro fluya por una abertura dando un valor de 120 kgf, además del coeficiente de rozamiento de la carne con el acero inoxidable, arrojando un valor experimental de $\mu=1.56$.
- Se construyó una máquina embutidora de longaniza con una capacidad de 5.5 kg en su tanque, capaz de rellenar tripas de un diámetro aproximado de 1 pulgada, a una velocidad constante sin mucho esfuerzo físico por parte del operario, produciendo longaniza de un tamaño aproximado de 100 cm, todo esto a un precio asequible.

9. RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar un ensayo más preciso, para encontrar los valores de la fuerza requerida en la extrusión, con un prototipo que sea más idéntico en dimensiones al del producto final, ya que esto hace que el ensayo se desarrolle en condiciones más reales.

Dejar un desfogue en caso de que las tolerancias del émbolo queden muy precisas, haciendo que el aire quede atrapado dentro del tarro, lo que conllevaría a que la tripa se llene de aire impidiendo que la longaniza se constituya de forma compacta.

Eliminar el esfuerzo físico del proceso colocando un pequeño motor a la punta del eje en vez de la manivela, aumentando la productividad de la máquina al tener la capacidad de hacer un trabajo continuo, lo que también da posibilidades de tener una posterior automatización

Utilizar el documento actual como punto de partida para buscar optimizar el diseño al obtener resultados más precisos, junto con esto buscar ahorrar aún más en materiales de construcción.

BIBLIOGRAFIA

Airsoft y equipación profesional, cilindro de acero inoxidable [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://airsoftyequipacionprofesional.com/cilindro-acero-inoxidable-g3-m16a2-ak-100-cilindros/18200>

Atmos, Tornillo sin fin con eje para los transportadores DRA50 [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://www.atmos.eu/spanish/nahradni-dily-279>

BEER, Ferdinand. JHONSTON JR, E. Russsell y CONRWELL, Phillip J. Mecánica vectorial para ingenieros dinámica, novena edición. México. McGraw-Hill.2010. p.1.

BEER, Ferdinand. JHONSTON JR, E. Russsell. DEWOLF, Jhon t y MAZUREK, David f. Mecánica de materiales, columnas, quinta edición, México. McGraw-Hill.2009 p 607-652

Boquillas de acero [en línea]. (Recuperado el 10 de diciembre 2020) disponible en:https://www.kblognews.com/index.php?main_page=product_info&products_id=64064

Caja de transmisión engranaje cremallera [en línea]. (Recuperado el 10 de diciembre 2020) disponible en: http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1102/html/1_pincremallera.html

Catalogo Clavos y tornillos, Tornillo hexagonal, [en línea], (recuperado el 29 de enero 2022) disponible en: https://www.academia.edu/11026672/CLAVOS_Y_TORNILLOS pág. 291

Catalogo rodamientos skf, [en línea], p-272,304 (recuperado el 25 de enero 2022) disponible en: https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

COLMENERO, Jimenez y SANTAOLALLA, Carballo. Principios básicos de elaboración de embutidos. [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) Disponible en: https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/hojas/hd_1989_04.pdf

CRANE, Stephen. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Propiedades físicas de algunos fluidos y características de flujo en válvulas, accesorios y tuberías .México. McGraw-Hill.p.A-46, A-49.

Diseño de un reducto de velocidad para una trituradora de neumáticos de 15 cv, [en línea]. P-24 (recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://epsl.ujaen.es/sites/centro_epsl/files/uploads/Mecanica-MHonor_Censurado.pdf

DUQUE RAMIREZ, Pablo Andrés, guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad, módulos, [en línea] octubre 2017, (recuperado el 22 de enero 2022) disponible en: <https://repositorio.usm.cl/bitstream/handle/11673/23572/3560900257298UTFSM.pdf>

Embutidora de carne, [en línea], (recuperado el 1 de febrero 2022) disponible en: https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-615271720-embutidora-de-carne-10litros-_JM#position=2&search_layout=stack&type=item&tracking_id=79546363-54bb-465b-8189-e1fd483b0d42

GALINDO LOPEZ, Sebastián, diseño y análisis de resistencia de materiales en engranajes cónicos espirales hipoidales, cálculo de engranajes, [en línea] 2009, (recuperado el 22 de enero 2022) disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/47245003.pdf>

GLUAL HDRAULICA, cilindros hidráulicos [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://www.glual.com/pdf/catalogos/catalogo_KZ_KP_K.pdf

HAMROCK, JACOBSON, SCHMID. Bernard J. Bo O. Steven R. sujetadores y tornillos de potencia, Elementos de máquinas. México. MCGRAW-HILL, 1999, p.687, 689.

-----_ Variación en esfuerzo medio cíclico diferente de cero, Elementos de máquinas. México. MCGRAW-HILL, 1999,261.

Ingeniería y mecánica automotriz, roscas [en línea]. (Recuperado el 19 de enero 2022) <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/ingenieria/disenio-mecanico/roscas/>

INVIMA. 4142. Dada en Bogotá, D. C., a 7 de diciembre de 2012.Disposiciones analizadas por Avance Jurídico Casa Editorial Ltda.2021

LEON ESTRADA, Juan Manuel, diseño y cálculo de recipientes a presión, tipos de tapas, [en línea] edición 2001, (recuperado el 20 de enero 2022) disponible en: <https://es.scribd.com/doc/36697716/Diseno-y-Calculo-de-Recipientes-a-Presion>

Manivela para molino, [en línea], (recuperado el 12 de enero 2022) disponible en: https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-594939877-repuesto-molino-corona-manubrio-o-brazo-_JM

Mecanismos, manivela con tornillo y tuerca [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://sites.google.com/site/mec04blanco/tema-2-elementos-de-maquinas/2-8-manivela-con-tornillo-y-tuerca>

MEGATEC TRAINING SAC, Plano oleo hidráulico de una gata [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=GVJwwkxHxSU&ab_channel=MegatecTrainingS.A.C

MELARA, Josselin. qué es la longaniza y cuál es su diferencia con el chorizo. [en línea]. 2020. (recuperado el 17 de enero 2022) Disponible en: <https://www.cocinafacil.com.mx/tipsde-cocina/que-es-la-longaniza-y-cual-es-su-diferencia-con-el-chorizo/>

MODESTI, Nicolás, Engranajes o Ruedas Dentadas [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://laescuelatecnica.jimdofree.com/ruedas-dentadas/>

MURILLO, Daniel. Elaboración de salchichas. embutidos. [en línea]. (recuperado el 17 de enero 2022) Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/237813888/Elaboracion-deSalchichas>

OLVERA, Luisa. Como hacer chorizo casero [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://luisaolvera.com/c-mo-hacer-chorizo-casero-curado-y-fresco/>

PARADA CORRALES, Alfredo. Fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-6, 8.

-----_Dimensiones básicas de la rosca ACME para tornillo de potencia, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-14

-----_Los coeficientes recomendados de rozamiento, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P-14.

-----_Fuerzas sobre engranajes, correas y cadenas y diseños de ejes, fatiga, Sexta edición. Bucaramanga. 1990. P.25, 26, 36.

Perfiles abiertos conformados en frío. Perfil uf. une 36-572-80, [en línea], (recuperado el 26 de enero 2022) disponible en: http://www.hierrosleitza.com/upload/secciones-publicas/perfil-u-laminado-en-frio_original.pdf

RODRIGUEZ TELLO, Daniel Ernesto y RUEDA PIMIENTO, Wilfer. Diseño y construcción de una maquina embutidora y diseño de atadora para la producción industrial de alimentos cárnicos. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander Facultada de Ingeniería Fisicomecanicas. 2015. 57 P.

ROJAS GARCIA, Hernán, diseño de máquinas II, engranajes, UIS Bucaramanga 1992. P-80

-----_Uniones árbol-cubo y acoplamientos, UIS Bucaramanga 1992. P-6

Rubber fab, tapas de acero inoxidable [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <https://rubberfab.com/es/products/hose-fittings-adapters/stainless-steel-end-caps/>

Zhuzhou gears auto parts, engranaje para la caja de la transmisión [en línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en: <http://spanish.helical-bevelgear.com/sale-10976222-dana-ring-and-pinion-gears-crown-wheel-pinion-gear-for-transmission-box.html>

123RF, Representación 3d de tres engranajes rectos de diversos tamaños en la vista delantera aislada en un fondo blanco. [En línea]. (Recuperado el 17 de enero 2022) disponible en:
https://es.123rf.com/photo_89423736_representaci%C3%B3n-3d-de-tres-engranajes-rectos-de-diversos-tama%C3%B1os-en-la-vista-delantera-aislada-en-un-fondo-.html