

Diseño y Construcción a Escala de Una Máquina Para Corte y Pelado en la Producción Industrial  
de Cilindros de Yuca

Brayan Uriel Rugeles Pico y Sergio Rafael Suarez Pinto

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Diego Fernando Villegas Bermúdez

Doctor en Ingeniería mecánica

Codirector

Ricardo Alfonso Jaimes Rolón

Maestría en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2022

### **Dedicatoria**

A nuestros padres y hermanos que fueron los pilares de nuestro crecimiento y formación, acompañándonos en cada paso de nuestras vidas y buscando lo mejor, que nos brindaron todo su amor y comprensión aun en los momentos más difíciles, aquellos que nos dieron las mejores lecciones para crecer como grandes personas.

A todos nuestros más cercanos amigos y seres amados por darnos la mano cuando las circunstancias se tornaban duras, que nos acompañaron en tantas noches de estudio y trabajo. Aquellos que nos comprendieron y esperaron con paciencia por tantos días en los que no pudimos acompañarlos por cumplir nuestros compromisos y escucharnos cuando ya no sabíamos qué camino tomar.

**Contenido**

	<b>Pág.</b>
Problemática .....	18
Justificación del problema .....	20
1. Objetivos. ....	21
1.1. Objetivo general.....	21
1.2. Objetivos específicos .....	21
2. Revisión Bibliográfica .....	22
2.1. Marco referencial.....	22
2.1.1. Marco internacional. ....	22
2.1.2. Marco nacional. ....	24
2.1.3. Marco regional.....	26
2.2. Marco conceptual.....	27
2.2.1. Tipos de peladora.....	27
2.2.1.1. Lavador/pelador de semieje para carga lateral. ....	27
2.2.1.2. Lavador/pelador de eje central para carga frontal. ....	28
2.2.1.3. Lavador/pelador semicontinuo. ....	28
2.2.1.4. Peladoras de cepillo. ....	29
2.2.1.5. Peladora de cuchillas. ....	32
2.2.2. Tipos de bandas transportadora. ....	33
2.2.2.1. Banda de rodillos. ....	34
2.2.2.2. Banda termo formada.....	34

DISEÑO DE MÁQUINA PARA CORTE Y PELADO DE YUCA	4
2.2.3. Tipos de cortadora. ....	35
2.2.3.1. Rebanadoras de alimento. ....	35
2.2.3.2. Cubicadoras de alimento. ....	36
2.2.3.3. Resistencia de materiales (Parada Corrales, 1990).....	37
2.2.3.4. Neumática industrial. ....	40
2.2.3.5. Sistemas mecatrónicos. ....	40
2.2.3.6. Selección de materiales. ....	41
3. Diseño metodológico .....	42
3.1. Diseño del sistema de pelado y cortado .....	42
3.1.1. Pre-fase A: Análisis del problema de diseño. ....	42
3.1.1.1. Identificación de las necesidades y requerimientos.....	42
3.1.1.2. Constantes de diseño.....	43
3.1.2. Fase A: Diseño conceptual del sistema.....	44
3.1.2.1. Diseño de alternativas. ....	44
3.1.2.2. Niveles de madurez tecnológica (TRL). ....	60
3.1.2.3. Despliegue de matriz QFD.....	61
3.1.3. Fase B: Parámetros del diseño.....	62
3.1.3.1. AMEF. ....	63
3.1.3.2. Análisis del consumo de potencia. ....	64
3.1.3.3. Análisis de resistencia estructural.....	77
3.1.3.4. Simulación.....	93
3.1.3.5. Prototipo de máquinas.....	105
3.1.4. Fase C: optimización de los parámetros de diseño.....	107

3.1.4.1.	Optimización del sistema. ....	107
3.1.4.2.	Pruebas de prototipos. ....	114
3.1.4.3.	Planos de diseño detallado y especificaciones. ....	121
4.	Costos. ....	121
4.1.	Presupuesto para la construcción. ....	121
4.2.	Tasa interna de retorno. ....	123
5.	Conclusiones. ....	130
6.	Observaciones. ....	131
7.	Recomendaciones. ....	132
	Bibliografía. ....	133
	Apéndices. ....	137

### Lista de Tablas

	<i>Pág.</i>
Tabla 1. <i>Resultados de la evaluación de relevancia de los requerimientos del cliente.....</i>	42
Tabla 2. <i>Parámetros de diseño para los sistemas de pelado y cortado.....</i>	43
Tabla 3. <i>Matriz PUGH.....</i>	51
Tabla 4. <i>Matriz PUGH segunda ronda.....</i>	60
Tabla 5. <i>Matriz QFD.....</i>	62
Tabla 6. <i>Fallas funcionales debido al transporte.....</i>	63
Tabla 7. <i>Fallas funcionales debido al pelado.....</i>	63
Tabla 8. <i>Fallas funcionales debido al corte.....</i>	64
Tabla 9. <i>Datos del motor seleccionado para la máquina peladora.....</i>	72
Tabla 10. <i>Características de los componentes del eje motriz.....</i>	81
Tabla 11. <i>Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección C. .....</i>	82
Tabla 12. <i>Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección B. .....</i>	83
Tabla 13. <i>Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección D. .....</i>	84
Tabla 14. <i>Características de los componentes del eje motriz.....</i>	88
Tabla 15. <i>Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección B. .....</i>	89

Tabla 16. <i>Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección C.</i> .....	90
Tabla 17. <i>Pruebas de pelado</i> .....	115
Tabla 18. <i>Caracterización de las yucas de prueba</i> .....	115
Tabla 19. <i>Caracterización de los apios de prueba</i> .....	116
Tabla 20. <i>Resultados de pelado de yuca</i> .....	118
Tabla 21. <i>Pruebas de corte</i> .....	120
Tabla 22. <i>Resultados de corte de yuca</i> .....	120
Tabla 23. <i>Resultados de corte de apio</i> .....	121
Tabla 24. <i>Presupuesto para la construcción de máquina peladora y cortadora de yuca</i> .....	121
Tabla 25. <i>Gastos que componen la inversión inicial</i> .....	123
Tabla 26. <i>Indicadores de evaluación financiera del proyecto.</i> .....	128
Tabla 27. <i>Indicadores de evaluación financiera del proyecto sin la compra de maquinaria.</i> ....	129
Tabla 28. <i>Tabla de factor de confiabilidad para engranes</i> .....	157
Tabla 29. <i>Materiales para la fabricación de engranes y sus principales propiedades mecánicas</i> .....	158
Tabla 30. <i>Diferentes valores para el factor de carga aplicada sobre los engranes</i> .....	161
Tabla 31. <i>Valores de las constantes del factor de alineamiento de malla según la condición de los engranes</i> .....	164
Tabla 32. <i>Factor de calidad dependiendo del tipo de aplicación.</i> .....	165
Tabla 33. <i>Factor de confiabilidad para los engranes</i> .....	168
Tabla 34. <i>Materiales para la fabricación de engranes y sus principales propiedades mecánicas.</i> .....	169

Tabla 35. <i>Factor de aplicación de la carga en función de la potencia transmitida y la máquina operada.....</i>	<i>172</i>
Tabla 36. <i>Valores de las constantes para hallar el factor de alineamiento de malla según las condiciones de los engranes. ....</i>	<i>174</i>
Tabla 37. <i>Factor de calidad para varias aplicaciones. ....</i>	<i>175</i>
Tabla 38. <i>Valores de distancias entre elementos del eje motriz.....</i>	<i>184</i>
Tabla 39. <i>Criterios seleccionados en el factor de misceláneas con su respectivo valor asignado .....</i>	<i>193</i>
Tabla 40. <i>Valores de distancias entre elementos del eje motriz.....</i>	<i>205</i>
Tabla 41. <i>Factores misceláneos y sus respectivos valores .....</i>	<i>214</i>

*Lista de Figuras*

	<b>Pág.</b>
Figura 1. <i>Lavador/pelador de semieje para carga lateral</i> .....	27
Figura 2. <i>Lavador/pelador de eje central para carga frontal</i> .....	28
Figura 3. <i>Lavador/pelador semicontinuo</i> .....	29
Figura 4. <i>Cepillos de disco</i> .....	30
Figura 5. <i>Cepillos de listón</i> .....	31
Figura 6. <i>Cepillos cilíndricos</i> .....	32
Figura 7. <i>Cuchillas de HEPRO 8000 para el pelado de vegetales cilíndricos.</i> .....	33
Figura 8. <i>Banda transportadora de rodillos</i> .....	34
Figura 9. <i>Banda transportadora termo formada.</i> .....	35
Figura 10. <i>Tipo de rebanadora por sierra circular</i> .....	36
Figura 11. <i>Tipo de cortadora Cubicadora</i> .....	37
Figura 12. <i>Cuerpo sometido a un estado general de esfuerzos.</i> .....	38
Figura 13. <i>Flujo de control y de potencia</i> .....	41
Figura 14. <i>Cortadora de la alternativa 1</i> .....	45
Figura 15. <i>Peladora de la alternativa 1</i> .....	46
Figura 16. <i>Alternativa 1</i> .....	46
Figura 17. <i>Cortadora de la alternativa 2</i> .....	47
Figura 18. <i>Lavadora y peladora de la alternativa 2</i> .....	48
Figura 19. <i>Alternativa 2 para el conjunto del sistema de pelado y cortado</i> .....	48
Figura 20. <i>Peladora de la alternativa 3.</i> .....	49

Figura 21. <i>Sistema de cortado para la alternativa 3.</i> .....	49
Figura 22. <i>Alternativa 3 para el conjunto del sistema de pelado y cortado</i> .....	50
Figura 23. <i>Sistema de pelado de la alternativa 4</i> .....	53
Figura 24. <i>Sistema de cortado de la alternativa 4</i> .....	53
Figura 25. <i>Sistema de pelado de la alternativa 5</i> .....	54
Figura 26. <i>Sistema de cortado de la alternativa 5</i> .....	55
Figura 27. <i>Sistema de pelado de la alternativa 6</i> .....	56
Figura 28. <i>Sistema de cortado de la alternativa 6</i> .....	56
Figura 29. <i>Sistema de pelado de la alternativa 7</i> .....	57
Figura 30. <i>Sistema de cortado de la alternativa 7</i> .....	58
Figura 31. <i>Vista superior de la transmisión por medio de cadenas del sistema de rodillos</i> .....	70
Figura 32. <i>Vista frontal del sistema de transmisión por cadena del sistema de rodillos</i> .....	70
Figura 33. <i>Diagrama de cuerpo libre del soporte de cuchilla en la peladora</i> .....	78
Figura 34. <i>Cargas y dimensiones sobre el eje motriz de los rodillos</i> .....	81
Figura 35. <i>Deflexión en dirección Y en el eje motriz del sistema de pelado</i> .....	85
Figura 36. <i>Deflexión en dirección Z en el eje motriz del sistema de pelado</i> .....	85
Figura 37. <i>Transmisión de potencia para el sistema de cortado</i> .....	88
Figura 38. <i>Deflexión del eje motriz del sistema de cortado en dirección z</i> .....	91
Figura 39. <i>Deflexión del eje motriz del sistema de cortado en dirección z</i> .....	92
Figura 40. <i>Modelo simplificado del ensamble de cuchillas del sistema de pelado</i> .....	93
Figura 41. <i>Relación de posición tipo revolución entre el soporte de la cuchilla y el brazo móvil</i>	94
Figura 42. <i>Relación de posición tipo resorte entre el brazo móvil y la placa triangular de soporte</i> .....	95

Figura 43. <i>Fuerza aplicada sobre la cara del soporte de la cuchilla.</i> .....	96
Figura 44. <i>Malla aplicada sobre el ensamble de cuchillas en el sistema de pelado.</i> .....	97
Figura 45. <i>Resultados del esfuerzo de Von Misses para el ensamble de porta cuchillas en el sistema de pelado</i> .....	97
Figura 46. <i>Factor de seguridad para el ensamble de porta cuchillas en el sistema de pelado</i> .....	98
Figura 47. <i>Soporte de cuchillas en el sistema de cortado.</i> .....	99
Figura 48. <i>Relación de posición entre el soporte de cuchilla y tierra en el sistema de cortado.</i> ..	100
Figura 49. <i>Relación de posición de revolución entre el soporte de cuchilla y la cuchilla en el sistema de cortado.</i> .....	101
Figura 50. <i>Fuerza de corte aplicada sobre la cara de la cuchilla.</i> .....	102
Figura 51. <i>Malla aplicada sobre el soporte de cuchillas en el sistema de cortado.</i> .....	103
Figura 52. <i>Resultados del esfuerzo de Von Misses para el soporte de cuchillas en el sistema de cortado</i> .....	103
Figura 53. <i>Factor de seguridad para el soporte de cuchilla del sistema de cortado</i> .....	104
Figura 54. <i>Ensamble de cuchillas en el sistema de pelado</i> .....	105
Figura 55. <i>Prototipo de los rodillos del sistema de pelado.</i> .....	106
Figura 56. <i>Prototipo del sistema de cortado</i> .....	107
Figura 57. <i>Componentes del prototipo del sistema de pelado fabricados por medio de corte laser</i> .....	108
Figura 58. <i>Ensamble de cuchillas en el sistema de pelado</i> .....	109
Figura 59. <i>Prototipo del rodillo del sistema de pelado.</i> .....	110
Figura 60. <i>Transmisión del prototipo del sistema de pelado</i> .....	111
Figura 61. <i>Prototipo del sistema de pelado.</i> .....	112

DISEÑO DE MÁQUINA PARA CORTE Y PELADO DE YUCA	12
Figura 62. Componentes del prototipo del sistema de cortado .....	113
Figura 63. Prototipo de la máquina peladora y cortadora de yuca. ....	114
Figura 64. Yucas y apios de prueba .....	117
Figura 65. Yucas peladas.....	118
Figura 66. Resultados de pelado de apio .....	119
Figura 67. Apios pelados.....	119
Figura 68. Utilidades del proyecto a lo largo de 5 años.....	127
Figura 69. Utilidades del proyecto a lo largo de 5 años sin la compra de las máquinas.....	128
Figura 70. Condiciones para hallar el valor de la constante $A'$ en el cálculo del factor de grado de endurecimiento.....	160
Figura 71. Evaluación de las distancias $S$ y $SI$ . ....	163
Figura 72. Condicionales para hallar el valor de la constante $A'$ en el factor de endurecimiento. ....	171
Figura 73. Evaluación de las distancias $S$ y $SI$ . ....	173
Figura 74. Diagramas de fuerzas que actúan sobre el piñón $E$ .....	180
Figura 75. Diagramas de fuerzas que actúan sobre el engrane $F$ .....	182
Figura 76. Diagrama de fuerzas sobre el piñón $G$ .....	183
Figura 77. Diagrama de fuerzas en dirección $(j)$ que actúan sobre el eje.....	185
Figura 78. Diagrama de fuerzas en la dirección $(k)$ sobre el eje motriz.....	186
Figura 79. Diagrama de momento flector en plano $XY$ .....	188
Figura 80. Diagrama de momento flector en plano $XY$ .....	189
Figura 81. Gráfica para la selección del factor de carga. ....	191
Figura 82. Gráfica para la determinación del factor de acabado superficial .....	191

Figura 83. <i>Criterios para el factor de tamaño</i> .....	193
Figura 84. <i>Valor empírico para el cálculo de <math>q</math> para esfuerzos de flexión</i> .....	194
Figura 85. <i>Grafica para la determinación de <math>kt</math> para esfuerzos de flexión</i> .....	195
Figura 86. <i>Valor empírico para el cálculo de <math>q</math> para esfuerzos por torsión</i> .....	196
Figura 87. <i>Grafica para la determinación de <math>kt</math> para esfuerzos por torsión</i> .....	196
Figura 88. <i>Diagramas de fuerzas que actúan sobre el piñón B</i> .....	202
Figura 89. <i>Diagramas de fuerzas que actúan sobre la manivela C</i> .....	204
Figura 90. <i>Diagrama de fuerzas en dirección (j) que actúan sobre el eje</i> .....	205
Figura 91. <i>Diagrama de fuerzas en la dirección (k) sobre el eje motriz</i> .....	207
Figura 92. <i>Diagrama de momento flector en plano XY</i> .....	209
Figura 93. <i>Diagrama de momento flector en plano XZ</i> .....	209
Figura 94. <i>Grafica para la selección del factor de carga</i> .....	211
Figura 95. <i>Grafica para la determinación del factor de acabado superficial</i> .....	212
Figura 96. <i>Criterios para el factor de tamaño</i> .....	214
Figura 97. <i>Valor empírico para el cálculo de <math>q</math> para esfuerzos de flexión</i> .....	215
Figura 98. <i>Grafica para la determinación de <math>kt</math> para esfuerzos de flexión</i> .....	216
Figura 99. <i>Valor empírico para el cálculo de <math>q</math> para esfuerzos por torsión</i> .....	217
Figura 100. <i>Grafica para la determinación de <math>kt</math> para esfuerzos por torsión</i> . .....	218

**Tabla de Apéndices**

	<b>Pág.</b>
Apéndice A. <i>Código EES de potencia de máquina para pelado</i> .....	137
Apéndice B. <i>Resultados para un valor de <math>t=2\text{mm}</math></i> .....	139
Apéndice C. <i>Código EES de resistencia de eje Motriz</i> .....	140
Apéndice D. <i>Diagrama de momento flector plano XY</i> .....	143
Apéndice E. <i>Diagrama de momento flector plano XZ</i> .....	147
Apéndice F. <i>Fatiga del eje</i> .....	151
Apéndice G. <i>Potencia de máquina cortadora</i> .....	154
Apéndice H. <i>Cálculo de espesor de piñones</i> .....	156
Apéndice I. <i>Cálculo de resistencia de ejes motrices</i> .....	178
Apéndice J. <i>Cálculo de rigidez de ejes motrices</i> .....	222
Apéndice K. <i>Planos de la máquina</i> .....	226

### Glosario

**Acero 1070:** Acero con bajo porcentaje de carbono utilizado principalmente como material de construcción de columnas.

**Ángulo de ataque:** Inclinación en el cual están posicionadas las cuchillas respecto a la vertical, para poder retirar satisfactoriamente la cascara de los vegetales o tubérculos.

**Cadena:** Conjunto de eslabones metálicas utilizados para transmitir la potencia entre los piñones de la máquina.

**Cubicadora:** Máquina conformada por dos sierras circulares utilizada para cortar diferente tipo de alimentos en forma de cubos.

**Guillotina:** Mecanismo conformado por unas guías y una cuchilla utilizada para cortar objetos.

**Manivela:** Barra de metal utilizada para impulsar el cabezal hacia adelante y hacia atrás según la rotación del motor a la cual está conectada.

**Polietileno HD:** Plástico utilizado en la industria de alimentos por su no toxicidad y gran resistencia a los impactos y abrasiones.

**Rodillos:** Cilindros con superficie corrugada utilizados para mover las yucas al interior de las máquinas .

**Rubatex:** Aislante térmico utilizado para el recubrimiento de tuberías. A pesar de poseer gran flexibilidad no es resistente a las abrasiones mecánicas.

**Yuca:** Tubérculo originado en las zonas tropicales de América caracterizado por su forma irregular y cilíndrica.

## Resumen

**Título:** Diseño Y Construcción De Una Máquina Para Corte Y Pelado En La Producción Industrial De Cilindros De Yuca \*

**Autor:** Brayan Uriel Rugeles Pico, Sergio Rafael Suárez Pinto \*\*

**Palabras Clave:** yuca, cuchillas. rodillos, máquina de pelado, máquina de cortado

**Descripción:** El sector urbano requiere una gran cantidad de alimentos debido a que posee una mayor concentración de población que los sectores rurales; por lo tanto, los países han intentado tecnificar el sector agrícola para satisfacer esta demanda. A través de este proyecto se busca la implementación de un sistema de cortado y pelado de yuca para mejorar la industria agrícola. La elaboración de las maquinas se realizó siguiendo la metodología de diseño NASA-Capstone. Se eligieron de entre las opciones disponibles en el mercado, el uso de cuchillas móviles y rodillos impulsores para pelar la cascara de la yuca y cuchillas estáticas junto con un mecanismo de manivela biela corredera, para cortarla con una longitud de 10 cm; se continuo con el cálculo de la resistencia y rigidez de algunos componentes de la transmisión de potencia y, por último, se llevó a cabo la construcción a escala de un prototipo de los sistemas de pelado y cortado, para llevar a cabo pruebas experimentales con yucas de diferentes longitudes y diámetros junto con otros vegetales y tubérculos con características similares a la yuca, con el objetivo comprobar la funcionalidad de ambas maquinas. Cabe agregar, que también se realizó un estudio financiero para comprobar la rentabilidad de este proyecto.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería mecánica. Director: Diego Fernando Villegas. Ph.D. en Ingeniería mecánica. Codirector: Ricardo Alfonso Jaimes . Maestría en Ingeniería Mecánica.

**Abstract**

**Title:** Design and Construction of a Machine for Cutting and Peeling in the Industrial Production of Cassava Cylinders

\*

**Author:** Brayan Uriel Rugeles Pico, Sergio Rafael Suárez Pinto <sup>1</sup>

**Key Words:** cassava, blades, rollers, peeling machine, cutting machine

**Description:** The urban sector requires a large amount of food because it has a higher concentration of population than the rural sectors; therefore, countries have tried to technify the agricultural sector to meet this demand. Through this project, the implementation of a cassava cutting and peeling system is sought to improve the agricultural industry. The elaboration of the machines was carried out following the NASA-Capstone design methodology. The use of mobile blades and drive rollers to peel the cassava skin and static blades together with a sliding crank mechanism, to cut it with a length of 10 cm were chosen from among the options available in the market; The calculation of the resistance and rigidity of some components of the power transmission continued and, finally, the scale construction of a prototype of the peeling and cutting systems was carried out, to carry out experimental tests with yuccas, of different lengths and diameters along with other vegetables and tubers with characteristics similar to cassava, with the aim of verifying the functionality of both machines. It should be added that a financial study was also carried out to verify the profitability of this project.

---

\* Degree Work

<sup>1</sup> Faculty of Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Diego Fernando Villegas. Ph.D. in Mechanical Engineering. Co-director: Ricardo Alfonso Jaimes . Master of Mechanical Engineering.

### **Problemática**

La falta de tecnificación en los procesos productivos como la agricultura, minería o ganadería, impiden obtener un desempeño óptimo; por ejemplo, en el caso del sector agrícola, países como Vietnam, Bangladesh y Malasia tenían para el año 2017 un rendimiento de 56.854; 47.907 y 41.280 hg/ha respectivamente en el cultivo de cereales mientras que Colombia tuvo un desempeño de 45.346 hg/ha. Sin embargo, Colombia posee una mayor área de cultivo (44723000 ha), lo cual es hasta 3 veces mayor a la de los países mencionados anteriormente. (Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO), 2017)

Las cifras anteriores evidencian una o múltiples falencias en el sistema agrícola colombiano, pero destaca la precaria tecnología e infraestructura utilizada en esta industria.

Es la denominada brecha tecnológica, definida como la diferencia entre la productividad del sector de alimentos, bebidas y tabaco de cada país, con el nivel de productividad alcanzado por el mismo sector en los Estados Unidos. Se observa que la brecha de productividad es mayor para la industria de alimentos, bebidas y tabaco de Argentina (65 por ciento) y Colombia (39 por ciento), luego Chile (35 por ciento), México (26 por ciento) y Brasil con un 10 por ciento. Es donde el sector de alimentos, bebidas y tabaco manifiesta su mayor debilidad dado que, con la única excepción de Brasil, en todos los otros países la brecha de productividad es mayor en el sector de alimentos. (Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO), 2011)

Obstante, Colombia alcanzó un crecimiento en las ganancias por producción agrícola entre los años 2011 a 2015 a pesar de basar su economía en la extracción y venta de crudo, además de la comercialización de carbón y metales preciosos. Según el Ministerio de

Agricultura y Desarrollo Rural para el año 2011 las utilidades fueron de \$43.433.939.552,00, un valor menor frente al año 2015, el cual presentó las ganancias de \$87.706.841.344,65. Entre los cultivos que demostraron ser más rentables durante este periodo de tiempo, se encuentra la yuca, especialmente la usada en procesos industriales, con una rentabilidad de 173% y con apenas un costo de producción de \$7.334.756.501,53 para el año 2015. (Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural, 2015)

Por lo tanto, las amplias zonas de cultivo en Colombia le otorgan un gran potencial en el sector agrícola y únicamente, aportando a la emergente inversión en la tecnificación del campo, dicho potencial podrá ser explotado en beneficio del pueblo colombiano.

### **Justificación del problema**

El sector urbano requiere una gran cantidad de alimentos debido a que posee una mayor concentración de población que los sectores rurales; por lo tanto, los países han intentado tecnificar el sector agrícola para satisfacer esta demanda. A través de este proyecto se busca la implementación de un sistema de cortado y pelado de yuca para mejorar la industria agrícola; de esta forma, generar nuevas alternativas de empleo para las familias de las zonas rurales y hará atractivo a estos lugares para los inversionistas.

Así mismo, este sistema será una nueva alternativa para aquellas personas que posean un sistema de producción de yuca de baja escala, debido a que en este nivel se tiende a realizar estos procesos de forma manual. A pesar de que la adquisición de esta máquina signifique una mayor inversión inicial, a largo plazo, se garantiza una tasa de producción constante y se elimina el requerimiento de mano de obra en esta sección del proceso productivo.

A pesar de que ya existen diferentes sistemas capaces de procesar la yuca, estos presentan una tasa de producción variable debido a una alta intervención humana en cada estación, por lo que permanece la necesidad de mejorar el control dentro de estos procesos. La creación de esta máquina, contribuye al proceso de adaptación de sistemas productivos analógicos a mecatrónicos.

A través de la transición entre una serie de procesos manuales a un conjunto de máquinas con un control en las variables involucradas en el proceso, se disminuye el consumo de recursos naturales y se puede manejar los residuos de una manera que cumpla con las leyes de regulación ambiental para la industria.

## **1. Objetivos. Objetivo general**

Diseñar y construir la maquinaria necesaria para la elaboración de cortes cilíndricos de yuca sin corteza con capacidad operativa de 2 toneladas por día, para mejorar la productividad en el sector agrícola colombiano.

### **1.2. Objetivos específicos**

- Diseñar el sistema de cortado transversal, para la obtención de porciones cilíndricas de yuca entre 8 y 12 centímetros, usando la metodología de diseño NASA-Capstone.
- Diseñar el sistema de pelado para la obtención de cilindros de yuca con capacidad de 2 toneladas diarias, usando la metodología de diseño NASA-Capstone.
- Elaborar la ficha de procedimiento en la que se genere el registro de las distintas actividades necesarias para la construcción, ensamblaje y operación del sistema.
- Construir un prototipo capaz de pelar y cortar de forma eficaz.

## 2. Revisión Bibliográfica

### 2.1. Marco referencial

#### 2.1.1. Marco internacional.

- A Review on the performance of some cassava peeling machines developed (Seth, 2020)

Por medio de esta recopilación de las máquinas diseñadas en Nigeria durante los últimos 40 se obtuvieron importantes nociones acerca de los factores que afectan la eficiencia de pelado de la máquinas y recomendaciones para mejorarla.

En primera instancia, agrupa las máquinas en 3 grandes grupos según el método de pelado que estas emplean: máquinas que usan material abrasivo, tambores giratorios y máquinas que usan cuchillos. A continuación, recopila las eficiencias de pelado de cada grupo que son entre un 45-80% para el material abrasivo, entre un 52% a un 75% para las cuchillas y entre un 76% a 83% para los tambores rotativos.

Después de recopilar el desempeño de las máquinas, establece los factores que afectan la eficiencia de pelado como características de la materia prima y características de las máquinas. Los rasgos de la yuca con mayor incidencia son el diámetro, el espesor de la cascara, el contenido de humedad y las irregularidades en su corteza; mientras que las características de la máquina que influyen la eficiencia son la velocidad de rotación (en el caso de tambores rotatorios o material abrasivo), el número de cuchillas y espesor de cuchillas, y la tolerancia en la admisión de la materia prima.

Por último, se dan recomendaciones para futuros diseños de peladoras entre los cuales destacan el uso de cuchillas con un espesor entre 1-2mm, una velocidad de rotación de alrededor 50 rpm o menos para tambores rotativos y una velocidad de 500 rpm o más para equipos que trabajen con cepillos.

- Design and Fabrication of a Yam Peeling Machine (S.J, J.I, & N, 2016) En este proyecto se desarrolla una peladora de cuchillas para pelar yucas. La máquina está compuesta de 8 cuchillas que descansan en un soporte con resorte para permitir su desplazamiento radial; rodean una circunferencia por donde pasará la yuca impulsada por medio de una placa con agujero movida por un tornillo de potencia o manualmente.

Las principales recomendaciones que se obtienen de este proyecto de grado es que se deben aumentar el número de cuchillas para aumentar la eficiencia de pelado que se encuentra alrededor de un 75% y se debe disponer de agujeros en la cuchilla por donde salga la cascara de yuca para evitar atascamientos que afecten negativamente la eficiencia de pelado.

- Diseño e implementación de un prototipo automatizado para el pelado de plátano verde en el emprendimiento de un negocio (Germán, 2020) Se construye una máquina para pelar plátanos de manera casi automática por medio de un mecanismo biela corredera que desbasta la cascara del plátano mientras este se encuentra girando en un eje. Para llegar a esta alternativa ganadora, el autor desarrollo diferentes prototipos cuyas diferencias entre si involucraban la posición de las cuchillas y el movimiento relativo entre cuchilla y materia prima.

El principal defecto de las opciones que no ganaron, consistía en la poca adaptabilidad de los prototipos a la curvatura del plátano, lo cual generaba una gran cantidad de pérdidas de material al momento de retirar la cascara completo a la curvatura del plátano.

Por lo tanto, se debe tener en cuenta que las máquinas tengan suficiente movilidad en sus mecanismos para adaptarse a las irregularidades de la yuca y se aconseja que las cuchillas no se dispongan perpendiculares a la yuca sino con un ángulo de 45 grados aproximadamente, debido al aumento de la perdida de material o destrucción de la materia prima como se presentaron en algunos prototipos que se crearon en este trabajo de grado.

- (Ibarra Balarezo, 2016). Modela el volumen del tambor con base al tiempo de residencia que debe tener el material que se debe secar, para que de esta forma se logre un proceso continuo en la deshumidificación del flujo másico que ingresa al tambor. Sin embargo, por la gran capacidad con la que fue diseñado, no es posible interpolar dichas relaciones para dimensionar el tambor que se requiere realizar en este caso.

- (Cabezas Casco, 2017). Se obtienen los principales parámetros a tener en cuenta para diseñar un tambor, entre los cuales se destacan la velocidad crítica de giro para que el material en su interior no se centrifugue o el tiempo de molienda, es decir, el tiempo necesario para que el volumen de carga sea completamente procesado dentro del tambor.

Por otro lado, en la parte final de este proyecto se incluyen las características técnicas del tambor, así como los procedimientos para operarlo de manera segura por parte del personal encargado.

- Diseño y construcción de una máquina para realizar cortes de alimentos en formas variadas con capacidad de 20kg/h, con dosificación controlada destinada a la industria alimenticia. (Caiza & Sanguna Vásconez, 2016) Muestra un modelo matemático en el cual se implementa la caracterización de los alimentos como un factor cuantitativo que afecta la selección del tipo de sierra, el dimensionamiento de los ejes por las cargas a las que está sometida la máquina y la potencia que consume la misma.

Además, en el mismo trabajo se ofrece la inclusión de las buenas prácticas para el diseño de componentes automáticos garantizando la seguridad de los operarios y más importante, la inocuidad de los alimentos procesados.

### ***2.1.2. Marco nacional.***

- Diseño de una máquina lavadora y un transportador de alimentación para una línea de procesamiento de croquetas de yuca (Gómez Rodríguez & Herrera Peña, 2016)

Genera un gran aporte, del que destaca todo el proceso de diseño de detalle en la sección de lavado y pelado, relaciones y aproximaciones matemáticas que permitirán un modelamiento de los diferentes componentes esenciales del sistema como lo es el dimensionamiento del tambor, el sistema motriz y la línea de lavado, de forma más rápida y segura, junto a diferentes características y condiciones a las que normalmente está sometido el mecanismo.

- Resolución 2674 de 2013 (Ministerio de Salud y Protección Social, 2013). Esta resolución, establece las condiciones y requisitos necesarios para cumplir con las normativas de salubridad en la fabricación, empaquetado y transporte de alimentos; En esta se incluyen recomendaciones para el diseño de la edificación en aspectos como la ventilación, los drenajes, la disposición de residuos, entre otros; también existen recomendaciones para el personal encargado de manipular los alimentos, como la vestimenta, chequeos periódicos o higiene personal, y más importante, la resolución contiene características para los equipos utilizados en el procesamiento de los alimentos.

Las principales características de la maquinaria, destacados en la resolución son:

- Los ángulos internos de las superficies de contacto con el alimento deben poseer una curvatura continua y suave, de manera que puedan limpiarse con facilidad.
- Todas las superficies de contacto con el alimento deben ser fácilmente accesibles o desmontables para la limpieza, desinfección e inspección.
- En los espacios interiores en contacto con el alimento, los equipos no deben poseer piezas o accesorios que requieran lubricación ni roscas de acoplamiento u otras conexiones peligrosas.
- En lo posible los equipos deben estar diseñados y contruidos de manera que se evite el contacto del alimento con el ambiente que lo rodea.

### **2.1.3. Marco regional.**

- Diseño y construcción de un prototipo una máquina peladora de papas (Vega, 2009) Este proyecto, desarrolla la construcción de un pelador de papas de eje vertical con el uso de granos abrasivos. El proceso de diseño tiene 2 enfoques, uno cinemático para determinar la velocidad adecuada en la cual debe rotar la papa en el interior del estator y un análisis de resistencia de materiales en los componentes móviles y estáticos de la máquina sometida a las cargas.

Se destaca en este proyecto el uso de Simulink para resolver las ecuaciones de movimiento cinemático de la papa, para establecer los parámetros que afectan esta velocidad y determinar una velocidad óptima para la operación de esta máquina.

- Diseño y construcción de una máquina peladora de papas de rodillos de cepillos (Santos Combariza & Chacón Lamus, 2014) Este proyecto, resalta la eficiencia del uso de rodillos con cerdas como elemento abrasivo para el pelado y la simultanea limpieza del producto; además, dichas cerdas parecen estar hechas de un polímero, material que puede ser efectivo en la papa por su delgada corteza, pero quizá no lo suficiente para la yuca que posee una corteza mucho más gruesa.

También se resalta la amplia gama de opciones que se evaluaron para transmitir la potencia a los rodillos, considerando sistemas de engranajes, diferentes configuraciones de poleas y cuerdas, y el uso de cadenas.

## 2.2. Marco conceptual

### 2.2.1. Tipos de peladora.

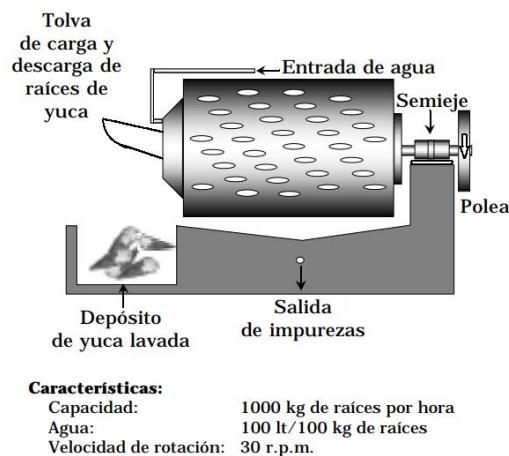
El proceso de pelado se lleva a cabo dentro un tambor metálico que cuenta con un sistema de cuchillas que se encargan de retirar la corteza del tubérculo por medio de la rotación del mismo, al tiempo que recibe chorros de agua para lavar y complementar la remoción de residuos o suciedad.

#### 2.2.1.1. Lavador/pelador de semieje para carga lateral.

Este tipo consta de un tambor que, rota gracias a un semieje conectado a un motor, situados en una de sus caras, mientras que por el otro extremo se realiza el ingreso y salida del tubérculo mientras ingresa agua al tambor por medio una tubería. Todo el sistema se monta sobre una pileta en la que caerán los residuos.

### Figura 1.

*Lavador/pelador de semieje para carga lateral*



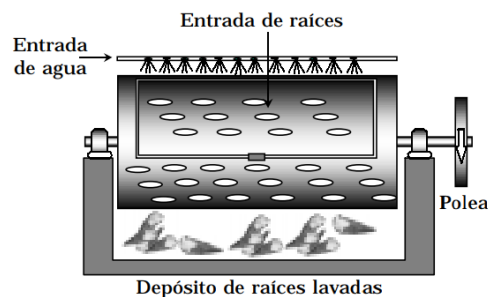
*Nota:* Tomado de Almidón Agrio de Yuca en Colombia, por Alarcón M.,F., & Dufour, D,Cali,1998,CIAT.

### 2.2.1.2. Lavador/pelador de eje central para carga frontal.

Para este caso, el eje encargado de la rotación del tambor, atraviesa él mismo de cara a cara, el ingreso y salida del tubérculo se hará por un costado del tambor, lo que obliga a detener la rotación cada que se requiera cambiar la carga, el lavado se hace por medio de aspersión proveniente de un tubo externo con perforaciones que va de punta a punta por encima del tambor

#### Figura 2.

*Lavador/pelador de eje central para carga frontal*



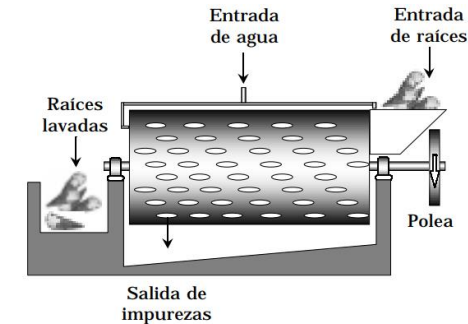
**Características:**

Capacidad:	1000 kg de raíces por hora
Agua:	100 lt/100 kg de raíces
Velocidad de rotación:	21 r.p.m.

*Nota:* Tomado de Almidón Agrio de Yuca en Colombia, por Alarcón M.,F., & Dufour, D,Cali,1998,CIAT.

### 2.2.1.3. Lavador/pelador semicontinuo.

De forma muy similar a las de carga lateral, la rotación la genera un semieje ubicado en una de sus caras, en este caso la carga se realiza por un extremo del tambor mientras que la salida del producto es en la otra cara, esto permite una operación continua, el lavado se realiza por medio de dos tuberías situadas en cada que ingresan al tambor

**Figura 3.***Lavador/pelador semicontinuo***Características:**

Capacidad:	1500 kg de raíces por hora
Agua:	130 lt/100 kg de raíces
Velocidad de rotación:	30 r.p.m.

*Nota:* Tomado de Almidón Agrio de Yuca en Colombia, por Alarcón M.,F., & Dufour, D,Cali,1998,CIAT.

**2.2.1.4. Peladoras de cepillo.**

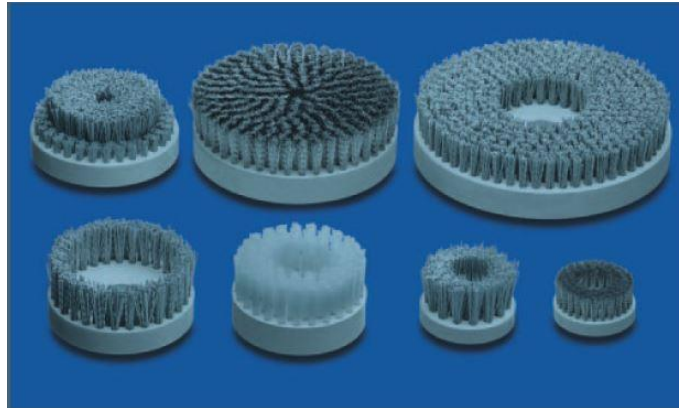
Las características de las cerdas de los cepillos como longitud, densidad y material dependen de la forma de la materia prima y del tipo de tarea que se requiera realizar. A continuación, se presentan algunos de los tipos de cepillo utilizados en la industria.

- Cepillos de disco

Consiste en una configuración de cerdas ubicadas en un plano con forma de disco que rota sobre su eje. La corteza retirada de la materia prima depende de la velocidad de rotación del cepillo y del material de las cerdas.

**Figura 4.**

*Cepillos de disco*



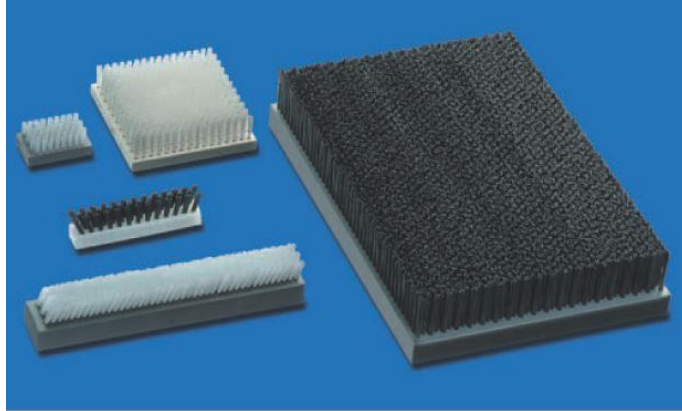
*Nota:* Tomado de Lessmann The German Brush Company, 2020, Alemania. Disponible en: [https://www.lessmann.com/pdf/es/10\\_Tellerbuersten\\_es.pdf](https://www.lessmann.com/pdf/es/10_Tellerbuersten_es.pdf)

- Cepillos de listón

Con una disposición similar a los discos, un conjunto de cerdas se sitúa en el plano de un paralelepípedo que puede ser de diferentes dimensiones. El movimiento de este cepillo es lineal, por lo cual es utilizado en la remoción de material de láminas de metal o de madera.

**Figura 5.**

*Cepillos de listón*

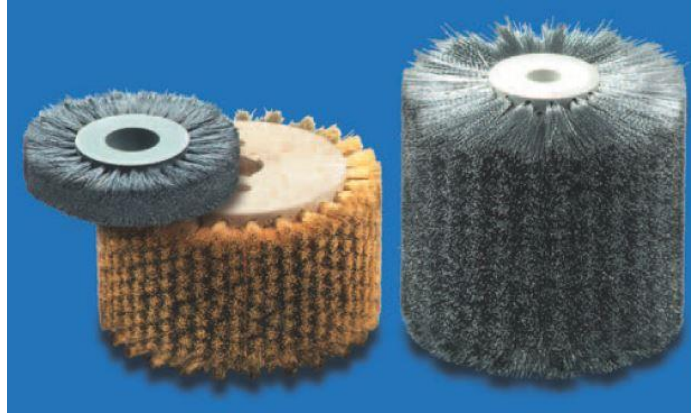


*Nota:* Tomado de Lessmann The German Brush Company, 2020, Alemania. Disponible en: [https://www.lessmann.com/pdf/es/10\\_Tellerbuersten\\_es.pdf](https://www.lessmann.com/pdf/es/10_Tellerbuersten_es.pdf) Cepillos cilíndricos

Las cerdas en estos cepillos se ubican a lo largo de un cilindro como se muestra en la figura 6; los cilindros pueden rotar gracias a que cuentan con un agujero en el centro para la inserción de un eje motriz. Las aplicaciones de este tipo de cepillo van desde la limpieza, el pulido y la remoción de superficies.

**Figura 6.**

*Cepillos cilíndricos*



*Nota:* Tomado de Lessmann The German Brush Company, 2020, Alemania. Disponible en: [https://www.lessmann.com/pdf/es/10\\_Tellerbuersten\\_es.pdf](https://www.lessmann.com/pdf/es/10_Tellerbuersten_es.pdf)

**2.2.1.5. Peladora de cuchillas.**

Consta de un sistema de cuchillas ubicadas en dirección radial alrededor de un espacio por donde pasa la materia prima de manera longitudinal impulsada por un sistema de rodillos o una banda transportadora. Asimismo, las cuchillas cuentan con un mecanismo que permite su desplazamiento radial sin perder la fuerza de corte, para adaptarse a las irregularidades en la corteza con las que cuenta la materia prima.

Universal-schälmaschine hepro® up-8000 es una máquina alemana que cuenta con un sistema de pinzas en serie, cada una con un par de cuchillas para pelar la cascara de diferentes vegetales (HEPRO®, 2014). Usa una serie de ruedas neumáticas que pueden ser reemplazadas fácilmente gracias a su sistema de cambio rápido.

**Figura 7.**

*Cuchillas de HEPRO 8000 para el pelado de vegetales cilíndricos.*



*Nota:* Tomado de Universal- Schälmaschine HEPRO® UP-8000.2, 2014, Alemania, HEPRO®.

**2.2.2. Tipos de bandas transportadora.**

Las bandas transportadoras son sistemas de transporte continuos compuestas principalmente por dos tambores, uno generalmente accionado por un motor eléctrico, y una cinta tensionada que se mueve gracias a los tambores. Su función principal es desplazar materiales de un lugar a otro, o en caso de una línea de producción, transportar la materia prima que será transformada en un producto a lo largo de la línea. Las bandas transportadoras pueden clasificarse según su dirección del movimiento, su funcionamiento o de acuerdo al material que se encargaran de mover.

En el caso de las bandas transportadoras utilizadas en la industria de los alimentos, estas requieren características especiales que cumplan con los reglamentos de salubridad establecidos por el Ministerio de Salud y la Protección Social. Las bandas que cumplen con las características necesarias y son utilizadas en esta industria son la banda de rodillos y la banda termo formada.

### 2.2.2.1. Banda de rodillos.

Consiste en una serie de rodillos que giran gracias a una cinta que los conecta a todos con un motor eléctrico. Son ideales para la acumulación del producto terminado en finales de línea. Además, están libres de mantenimiento y son de fácil limpieza.

#### Figura 8.

*Banda transportadora de rodillos*



*Nota:* Tomado de Bandas transportadoras ODECOPACK , 2020, Cali, ODECOPACK.

Disponible en: <http://www.odecopack.com/soluciones/solucion/bandas-transportadoras/>

### 2.2.2.2. Banda termo formada.

Estas bandas son ideales para el transporte de productos a granel, polvos, granulados y/o desnudos. También es utilizada para grandes distancias, y cuenta con una superficie totalmente homogénea y tracción, por engranaje, garantizando el centrado de la banda sin requerir pre-tensión de la misma.

**Figura 9.**

*Banda transportadora termo formada.*



*Nota:* Tomado de Bandas transportadoras ODECOPACK , 2020, Cali, ODECOPACK.

Disponible en: <http://www.odecopack.com/soluciones/solucion/bandas-transportadoras/>

**2.2.3. Tipos de cortadora.**

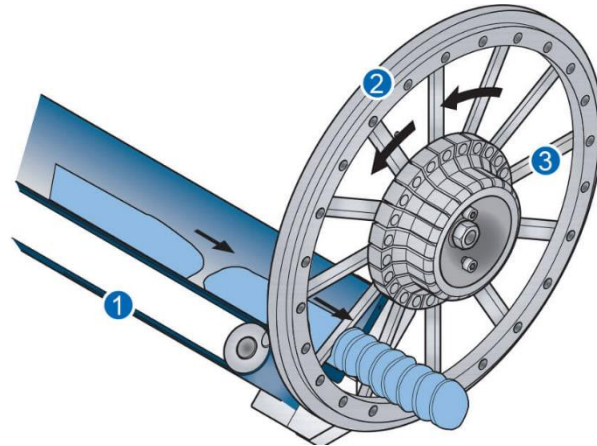
Las máquinas encargadas de cortar los alimentos en diferentes tamaños y formas pueden agruparse en dos categorías: rebanadoras y cubicadoras.

**2.2.3.1. Rebanadoras de alimento.**

Estas máquinas, están compuestas por una banda transportadora que desemboca en una rueda giratoria con aspas; dependiendo del tamaño del corte que se desee, variara el número de aspas, el tamaño y la distancia entre las aspas. Los modelos ofrecidos por Urschel® pueden llegar a cortar piezas de hasta 4 pulgadas con diámetros de 2.5 pulgadas. El funcionamiento que se describió anteriormente está presente en la figura 10.

**Figura 10.**

*Tipo de rebanadora por sierra circular*

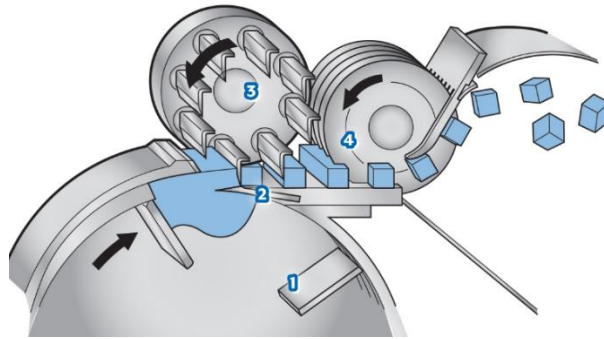


*Nota:* Tomado de Urschel Laboratories Cortadora de Vegetales, 2020, Alemania, Urschel Laboratories Inc. Disponible en: <https://es.urschel.com/machines/e-translicer-cutter> Cubicadoras de alimento.

En este caso la función de esta máquina es crear cubos de los alimentos en diferentes tamaños según la necesidad. Los alimentos ingresan a un tambor con separadores y por la fuerza centrífuga que se genera una pequeña porción es cortada; esta porción desemboca en una sierra que corta longitudinalmente la porción y, por último, esta porción longitudinal pasa por unas series de sierras en paralelo que dan la forma de cubos a la porción longitudinal. El mecanismo se muestra en la figura 11.

**Figura 11.**

*Tipo de cortadora Cubicadora*



*Nota:* Tomado de Urschel Laboratories Cortadora de Vegetales, 2020, Alemania, Urschel Laboratories Inc. Disponible en: <https://es.urschel.com/machines/e-translicer-cutterCubicadoras> de alimento.

#### **2.2.3.2. Resistencia de materiales (Parada Corrales, 1990).**

Las propiedades físicas son unos de los parámetros por lo cual se seleccionan los materiales para la construcción de las máquinas en la industria, debido a que las máquinas están sometidas a cargas que generan esfuerzos o deformaciones dentro de las mismas, que, en caso de seleccionar un material inadecuado, puede llevar a la falla de la máquina o de alguno de sus componentes, deteniendo la producción.

Los esfuerzos suelen clasificarse según la dirección en la que la carga es aplicada sobre la máquina, dividiéndolos en esfuerzos axiales, torsionales y de flexión.

- Análisis estático de los esfuerzos.

Este análisis consiste en determinar los esfuerzos a los que está sometido un cuerpo asumiendo que son constantes y no varían con el tiempo. Por lo tanto, primero se establecen las cargas que

están aplicadas sobre el cuerpo y se determinan los esfuerzos a los que esté sometido dicho objeto con el objetivo de construir un tensor de esfuerzos.

Como muestra la figura 12, un cuerpo bajo un estado de esfuerzos general, dificulta el análisis para comparar los esfuerzos con las propiedades del material y verificar si el cuerpo puede soportar las cargas, en consecuencia, se opta por determinar un plano donde solo existan valores de esfuerzos un axiales. Dichos esfuerzos se conocen como esfuerzos principales; en caso de detener, un estado de esfuerzos planos, es recomendable utilizar la siguiente ecuación (1)

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + 4 * \tau_{xy}^2} \quad (1)$$

Pero para el caso de esfuerzos general, se recomienda utilizar el siguiente sistema de ecuaciones:

$$S^3 - (I_1)S^2 - (I_2)S - I_3 = 0 \quad (2)$$

$$I_1 = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (4)$$

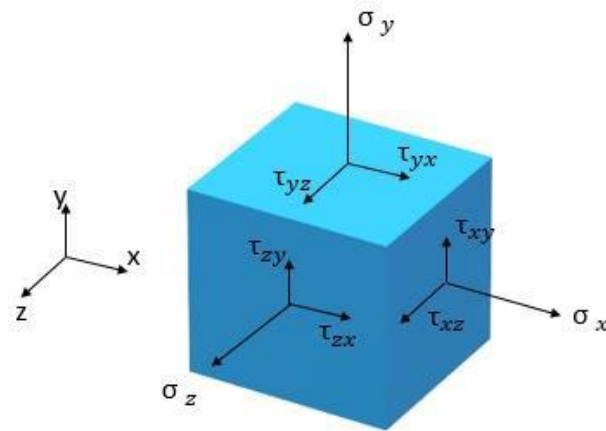
$$I_2 = (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x) \quad (3)$$

$$I_3 = (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{zy}\tau_{xz} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{xz}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) \quad (4)$$

Donde la solución a la variable S, representa los 3 esfuerzos principales. Por último, el esfuerzo mayor se compara con la resistencia a la fluencia del material o el esfuerzo ultimo según el criterio que se siga y se obtiene el factor de seguridad, para verificar si el cuerpo logra soportar las cargas a los que está sometido.

### Figura 12.

*Cuerpo sometido a un estado general de esfuerzos.*



*Nota:* Elaboración propia

- Análisis de fatiga

En este caso se supone que las cargas a las que está sometido el cuerpo varían en magnitud a lo largo del tiempo. Por tanto, se deben hallar los esfuerzos para los valores extremos (máximo y mínimo) de las cargas. Con estos valores, se hallan los esfuerzos medios y alternativos por medio de las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 \quad (5)$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad (6)$$

Debido a que el cuerpo se somete a una carga variable, no es posible comparar los esfuerzos con las propiedades del material, sino que se debe modificar el valor obtenido de estas propiedades utilizando unos factores  $K_i$ .

Por último, se evalúa el factor de seguridad por medio del concepto de Goodman-Moisses y se comprueba si la pieza soporta las cargas variables. (Parada Corrales, 1990)

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{s_{ut}} + k_f \frac{\sigma_a}{s_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{\tau_m}{s_{ut}} + k_f \frac{\tau_a}{s_e} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

### **2.2.3.3. Neumática industrial.**

El uso de la neumática en la industria se debe a la necesidad de reemplazar la mano de obra humana en los procesos que son repetitivos o que requieren de gran precisión, por lo tanto, permiten una automatización parcial o total dentro de los procesos productivos. Los principales componentes que componen un sistema neumático son:

- **Compresor:** Es un dispositivo mecánico que disminuye el volumen que ocupa un gas. En los sistemas neumáticos se encarga de dar energía al sistema a través de la compresión del aire.
- **Unidad preparadora de aire:** Esta unidad compuesta de 3 o 4 dispositivos se encarga de eliminar los líquidos y pequeñas partículas sólidas que puedan estar en el aire por medio de filtros y procesos de centrifugado; asimismo, regula la presión que se suministra al sistema por medio de una válvula de control de presión y por último lubrica los componentes móviles que están en contacto con el aire al agregar un poco de lubricante.
- **Válvulas direccionales:** Estas válvulas son utilizadas para controlar la dirección en la cual se desea enviar el aire por medio del uso de bobinas electromagnéticas y un carrete.
- **Actuadores:** Son los dispositivos que se encargan de realizar un trabajo necesario gracias al aire comprimido que les llega. Generalmente se tratan de cilindros y las funciones que desempeñan son mover o sujetar las piezas, entre otros.

### **2.2.3.4. Sistemas mecatrónicos.**

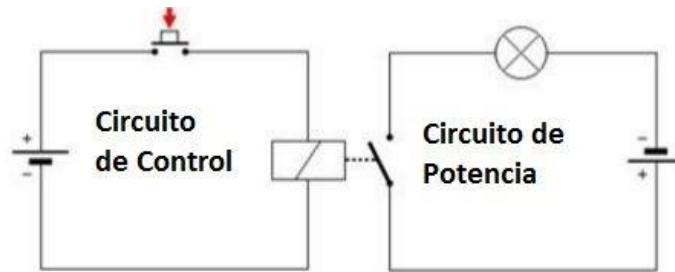
Hace referencia a la integración coordinada de la ingeniería mecánica, eléctrica, electrónica y de control que buscan dar apoyo a un sistema mecánico, por medio de sensores y actuadores, ya sean analógicos o digitales integrados a un procesador para general control.

- **Flujo de control y de potencia:**

Dentro de estos sistemas, las diferentes acciones son llevadas a cabo por señales que, dependiendo de su intensidad y función, se diferencian entre control y potencia: la primera como su nombre indica, se encarga de controlar mediante impulsos eléctricos o señales digitales, diferentes tipos de actuadores encargados de permitir el flujo de la segunda que sería la de mayor corriente, encargada de energizar y generar las acciones en los mecanismos encargados de cumplir las tareas principales del mecanismo.

### Figura 13.

*Flujo de control y de potencia*



Nota: Sin autor, 2020. Imagen disponible en : <https://url2.cl/J3hR2>

#### 2.2.3.5. Selección de materiales.

El Ministerio de salud estableció en la resolución número 2674 del 2013 los diferentes lineamientos y cuidados en los procesos relacionados con alimentos para los que se requiere de un mayor cuidado, por lo que no se debe usar cualquier tipo de material en estos casos, debido a la necesidad de un material que soporte las diferentes condiciones al mismo tiempo que no contamine los alimentos, se ve como solución el uso de aceros inoxidable, que normalmente poseen un porcentaje de carbono superior al 10,5% , en donde el de preferencia sería el acero inoxidable AISI 304, el cual debido a la presencia de Níquel, tiene gran resistencia en condiciones agresivas de temperatura y pH. (Carvi, 2002).

Por otro lado, también se debe tener en cuenta el material con el cual se realizarán los soportes de las máquinas diseñadas. A pesar de que todas las partes que tienen contacto con los alimentos deben ser de acero inoxidable, como se mencionaba anteriormente, es posible utilizar acero estructural (AISI 1040 o 1020) para aquellas partes de las máquinas que no se exponen a ambientes de alta corrosión o alimentos, como lo son los soportes. (Askeland, Fulay, & Wright, 1984)

Los soportes pueden ser construidos con aceros de baja aleación (0.15% - 0.3 % de carbono) para hacer las máquinas más económicas y accesibles a los micro empresarios que deseen implementar estas máquinas a sus sistemas de producción.

### **3. Diseño metodológico**

#### **3.1. Diseño del sistema de pelado y cortado**

En esta sección se llevará a cabo el diseño del sistema de cortado y pelado de yucas basado en el estado del arte anteriormente presentado y siguiendo la metodología Nasa-Capstone.

##### ***3.1.1. Pre-fase A: Análisis del problema de diseño.***

##### **3.1.1.1. Identificación de las necesidades y requerimientos.**

Para llevar a cabo la identificación de necesidades y requerimientos de las máquinas peladora y cortadora de yuca se llevó a cabo una encuesta con el cliente que deseaba establecer una línea de producción. En esta encuesta el cliente asignó valores de 1 a 10, siendo 10 más importante y 1 menos importante, a factores cualitativos y cuantitativos a tener en cuenta en el diseño de las máquinas.

Los resultados de la evaluación de factores se presentan en la tabla 1.

#### **Tabla 1.**

*Resultados de la evaluación de relevancia de los requerimientos del cliente.*

Requerimientos del cliente	Relevancia
<b>Consumo Energético</b>	10
<b>Volumen</b>	9
<b>Impacto Ambiental</b>	8
<b>Seguridad</b>	7
<b>Durabilidad</b>	6
<b>Nivel Auditivo</b>	5
<b>Precio</b>	4
<b>Peso</b>	3
<b>Fácil uso</b>	2
<b>Mantenibilidad</b>	1

De acuerdo a los resultados mostrados en la tabla 1, los requerimientos más importantes para el cliente son: el consumo energético, el volumen de las máquinas y el impacto ambiental de las mismas; Por tanto, las constantes del diseño se enfocarán en suplir estas necesidades.

### **3.1.1.2. Constantes de diseño.**

De acuerdo a los resultados mostrados en la tabla 2, se establecieron unas constantes de diseño para poder cumplir con los requerimientos del cliente y con ciertas restricciones que surgieron por la morfología variable de la materia prima.

#### **Tabla 2.**

*Parámetros de diseño para los sistemas de pelado y cortado.*

Parámetro de diseño	Unidades	Valor objetivo	Rango aceptable
Capacidad de procesamiento	[kg/h]	250 [kg/h]	200-300 [kg/h]
Consumo de potencia	[hp]	1.5 [hp]	1-2 [hp]
Volumen de la máquina	[m <sup>3</sup> ]	0.3 [m <sup>3</sup> ]	0.2-0.4 [m <sup>3</sup> ]
Diámetro de yucas	[cm]	8 [cm]	6-11 [cm]
Longitud de las yucas	[cm]	25 [cm]	18- 40 [cm]

### 3.1.2. Fase A: Diseño conceptual del sistema.

En esta sección se presentarán las diferentes alternativas seleccionadas para los sistemas de pelado y cortado de las yucas; se elegirá la combinación de alternativas más óptima basada en los criterios de evaluación.

#### 3.1.2.1. Diseño de alternativas.

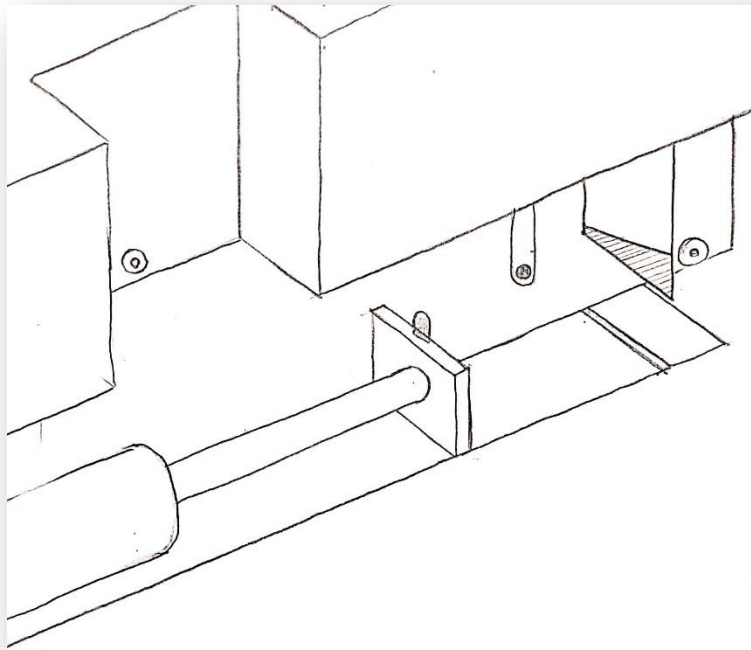
- Alternativa 1

Dicha alternativa consta de en un sistema de cortado, el cual ubica una a una las yucas longitudinalmente en un canal, donde son detectadas por un sensor, esto activa un pistón que traslada la yuca al final del canal, un sensor detecta la punta frontal de la yuca accionando la cuchilla y continuando el proceso con cortes equidistantes hasta el momento en el que el pulsador

situado antes de la cuchilla es activado gracias al contacto del pistón, dando la orden de dar el último corte que retira la punta final (figura 14). Una vez acumulado un peso aproximado de yuca, dicha cantidad pasa a ser pelada en un tambor rotatorio a través de una compuerta situada en una de sus caras, cara por la que también saldrá la yuca una vez acabado el tiempo de pelado (figura 15).

**Figura 14.**

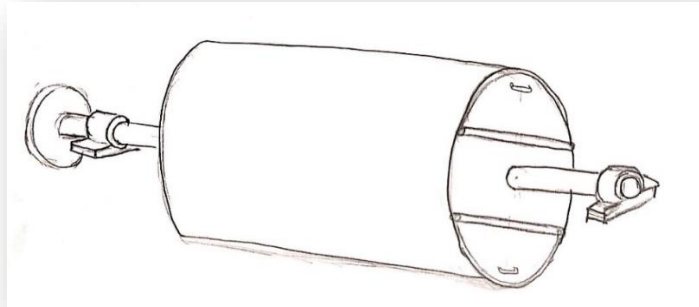
*Cortadora de la alternativa 1*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 15.**

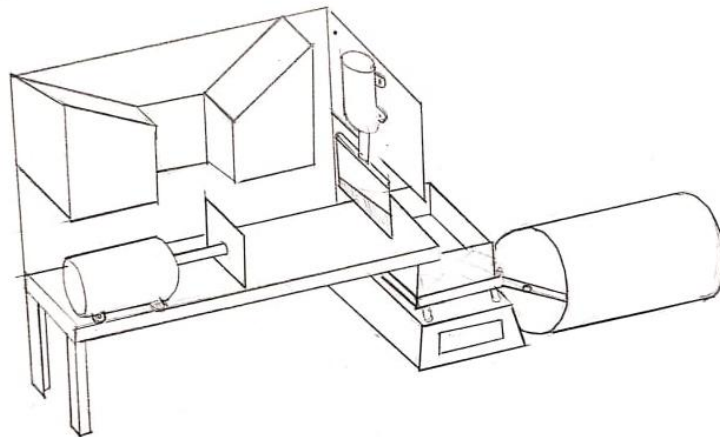
*Peladora de la alternativa 1*



*Nota: Elaboración propia*

**Figura 16.**

*Alternativa 1*



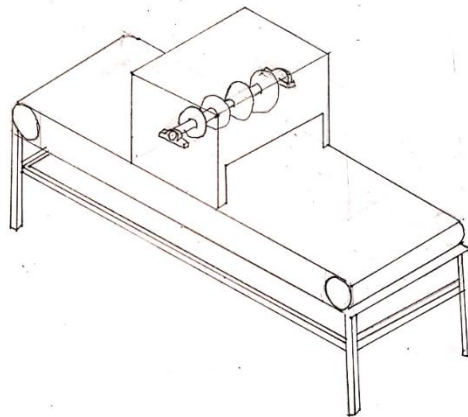
*Nota: Elaboración propia*

- Alternativa 2

La alternativa 2 ofrece un sistema semicontinuo en las secciones de cortado y pelado. Se inicia el proceso de cortado en cilindros a través de una serie de sierras paralelas distanciadas entre sí, llevando a cabo el corte en cilindros de la materia prima, pero a su vez, realizando el despunte de las yucas. Como se observa en la figura 17, las yucas vienen de una tolva y caen en una banda transportadora con separadores que individualizan las yucas, para que posteriormente pasen por las sierras y continúen hacia la lavadora. La lavadora está conformada por un tambor con orificios ovalados, soportado en ruedas en su parte interior y movido por medio de una rueda conectada a un motor y una serie de rociadores de agua conectados por tubos para que estén en el interior del tambor como se muestra en la figura 18. La yuca cortada entra por una tolva al tambor y de esta forma se remueve la superficie de la misma. Cuando la carga se acumule en el tambor, se abrirá una escotilla en la cara derecha del tambor para retirar los cilindros de yuca.

**Figura 17.**

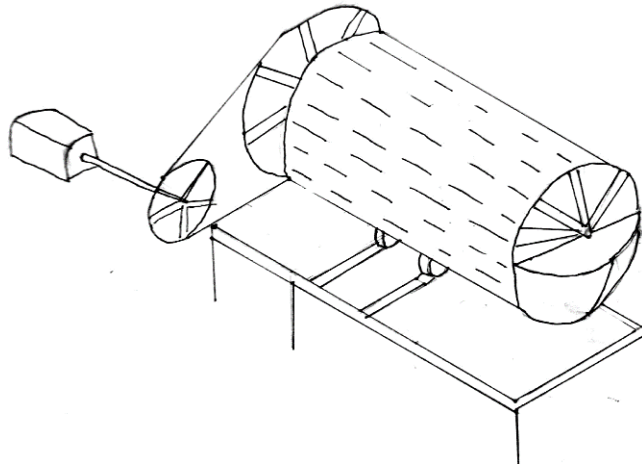
*Cortadora de la alternativa 2*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 18.**

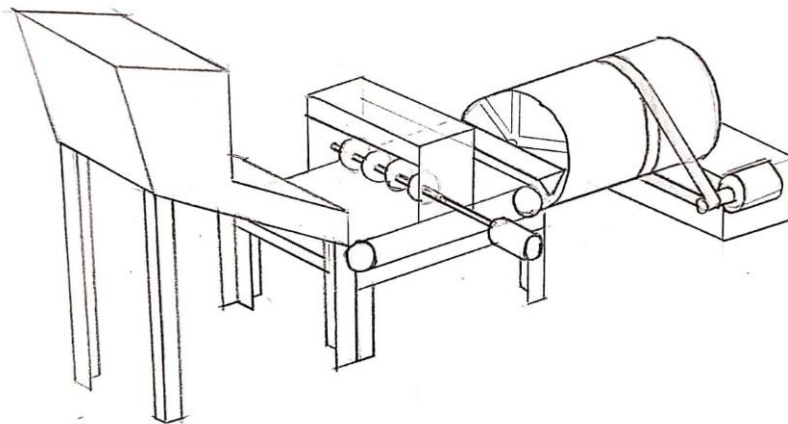
*Lavadora y peladora de la alternativa 2*



*Nota: Elaboración propia*

**Figura 19.**

*Alternativa 2 para el conjunto del sistema de pelado y cortado*



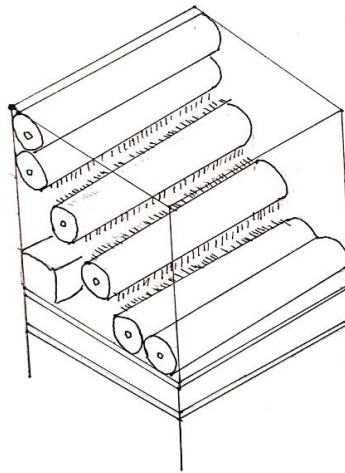
- Alternativa 3

La cortadora posee una banda transportadora donde están ubicadas las yucas de manera longitudinal con un espacio suficiente entre ellas que permite individualizarlas. El proceso inicia con la lectura de presencia de la yuca usando un sensor de luz; por medio de operaciones lógicas, el tiempo de detección de presencia se convierte en “longitud” de la yuca a cortar y esto se convertirá nuevamente en intervalos de tiempo para que la hoja de la cortadora baje y corte las puntas de la yuca y las secciones cilíndricas iguales que se puedan obtener.

Posteriormente, las secciones de yuca pasan a ser peladas por medio de un conjunto de cepillos, cuyo tiempo de jaula será de 10 minutos aproximadamente, luego, se retiran los cilindros de yuca listos para la siguiente fase del proceso.

**Figura 20.**

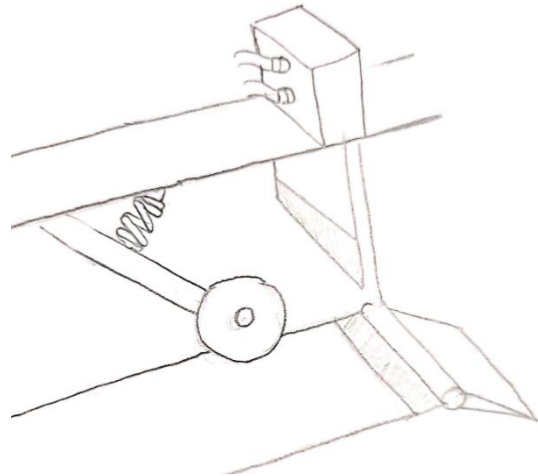
*Peladora de la alternativa 3.*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 21.**

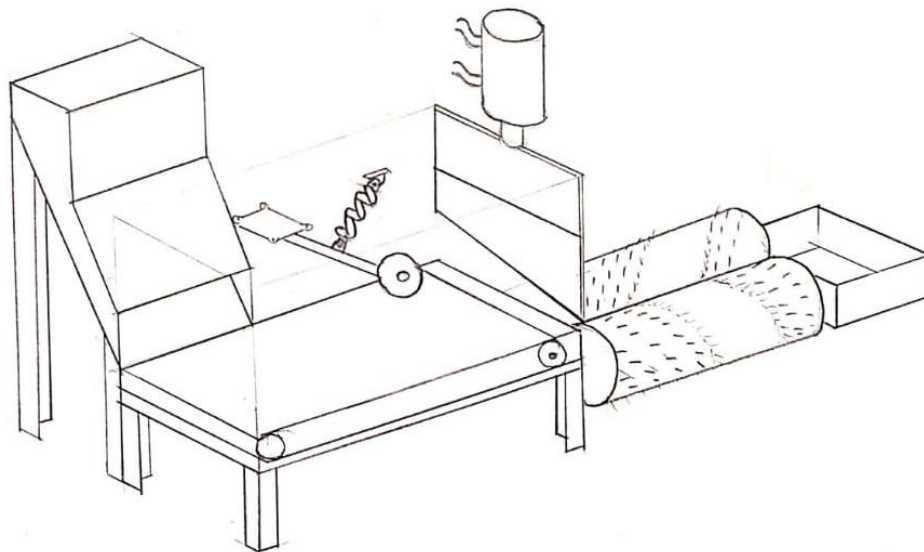
*Sistema de cortado para la alternativa 3.*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 22.**

*Alternativa 3 para el conjunto del sistema de pelado y cortado*



*Nota:* Elaboración propia

- Matriz PUGH primera ronda

Se hace uso de esta matriz con el fin de escoger la mejor propuesta frente a un producto ya existente, para así mejorar los aspectos negativos y de ser necesario, plantear nuevas alternativas que superen las anteriores.

Para realizar esta labor se tienen en cuenta los siguientes aspectos a evaluar:

- Costos
- Consumo energético
- Manufacturabilidad
- Tamaño
- Cantidad de piezas
- Facilidad de limpieza
- Reemplazo de piezas
- Flexibilidad de las máquinas
- Fácil uso
- Cantidad de operadores
- Rango de corte

Para realizar el comparativo se dan 3 valores los cuales dan una referencia frente al producto existente así:

-1: peor que el estándar

0: igual que el estándar

1: mejor que el estándar

**Tabla 3.**

*Matriz PUGH*

	critérios	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3
1	Costos	1	1	1
2	Consumo energetico	-1	1	0
3	Manufacturabilidad	0	0	1
4	Tamaño	0	0	0
5	Cantidad de piezas	0	1	1
6	Facilidad de limpieza	-1	-1	-1
7	Reemplazo de piezas	0	0	1
8	Flexibilidad de las maquinas	-1	-1	-1
9	Facil uso	-1	0	-1
10	Cantidad de operadores	-1	-1	-1
11	Rango de corte	1	0	1
12	Eficiencia de pelado	-1	-1	-1
13	Eficiencia de despunte	0	-1	0
	Total de positivos	2	3	5
	Total de negativos	6	5	5

- Conclusiones primera ronda
  - Las opciones tuvieron un gran número de negativos debido a que contaban con piezas cuya fabricación no es posible en la ciudad o en su defecto reemplazarlas costaría mucho dinero.
  - No se garantiza la fácil limpieza o el desecho de los residuos en las opciones que se propusieron.
  - El paso entre procesos requiere de un operario o de una complejidad alta en los sistemas
- Segunda ronda de alternativas
- Alternativa 4

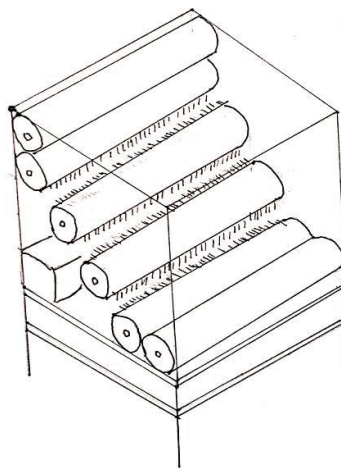
El sistema de pelado consiste en una recámara con una cama de cepillos de nylon, movidos por medio de un sistema de cadenas y piñones como se muestra en la figura 24. A esta recámara ingresara 10 kg de yuca y se tendrá un tiempo de residencia aproximado de 10 minutos o hasta que todas las yucas se encuentren peladas.

Posteriormente, se individualiza la yuca para que ingrese de manera transversal a un sistema de bandas transportadoras con cuchillas equidistantes. Las yucas son empujadas hacia adelante por

medio de un cabezal o tope, que asegura que no se muevan al momento ser cortadas como se muestra en la figura 24. Primero se desplaza la yuca hacia un costado por medio de una banda para cortar un extremo de esta y luego, se desplaza al lado contrario para cortar el otro extremo de la yuca con el uso de otra banda. Por último, la yuca es cortada en trozos de 10 cm por cuchillas equidistantes al final de la banda transportadora principal.

**Figura 23.**

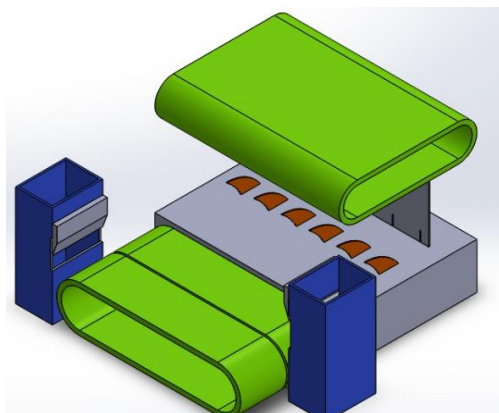
*Sistema de pelado de la alternativa 4*



*Nota: Elaboración propia*

**Figura 24.**

*Sistema de cortado de la alternativa 4*



*Nota:* Elaboración propia

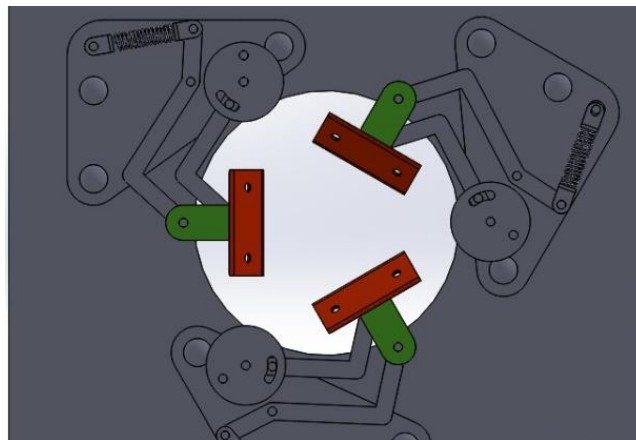
- Alternativa 5

El sistema de pelado consiste en una serie de rodillos que impulsan las yucas de manera longitudinal a una serie de cuchillas dispuestas en diferentes ángulos para pelar la cascara de la yuca como se muestra en la figura 25. Las cuchillas se encuentran en un soporte cuya carrera está limitada por una ranura curva, y puede retornar a su posición inicial gracias a que se encuentra unida a un resorte de tensión.

Después de pasar por el sistema de pelado, las yucas son individualizadas para caer en una recamara donde serán cortadas por medio de una guillotina en trozos de 10 cm. Para impulsar yuca a través de la recamara se utiliza un pistón neumático, similar al pistón utilizado en la guillotina; para establecer cada cuanto descende la guillotina se utilizan finales de carrera y lógica cableada por medio de relés.

**Figura 25.**

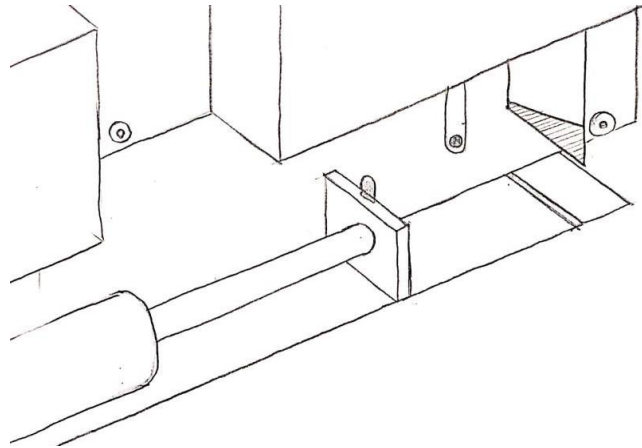
*Sistema de pelado de la alternativa 5*



*Nota:* Elaboración propia

### **Figura 26.**

*Sistema de cortado de la alternativa 5*



*Nota:* Elaboración propia

- Alternativa 6

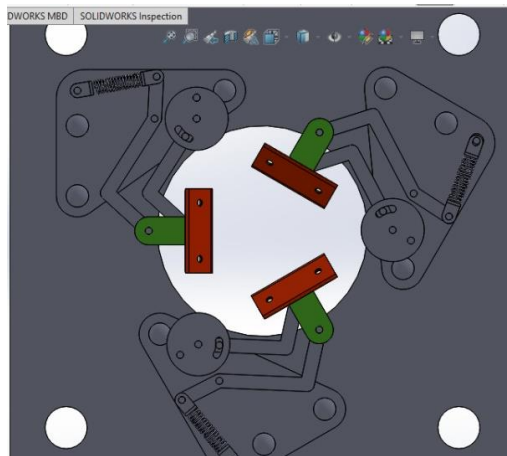
El sistema de pelado consiste en una serie de rodillos que impulsan las yucas de manera longitudinal a una serie de cuchillas dispuestas en diferentes ángulos para pelar la cascara de la yuca como se muestra en la figura 27. Las cuchillas se encuentran en un soporte cuya carrera está limitada por una ranura curva, y puede retornar a su posición inicial gracias a que se encuentra unida a un resorte de tensión.

Después de pasar por el sistema de pelado, las yucas son individualizadas para caer en una recámara donde serán cortadas al usar cuchillas equidistantes para la obtención de cilindros de yuca de 10 cm de largo como se muestra en la figura 28. Para impulsar a la yuca contra las cuchillas

se utiliza un mecanismo de manivela biela corredera con un pistón de cabeza cuadrada en el extremo de la manivela.

**Figura 27.**

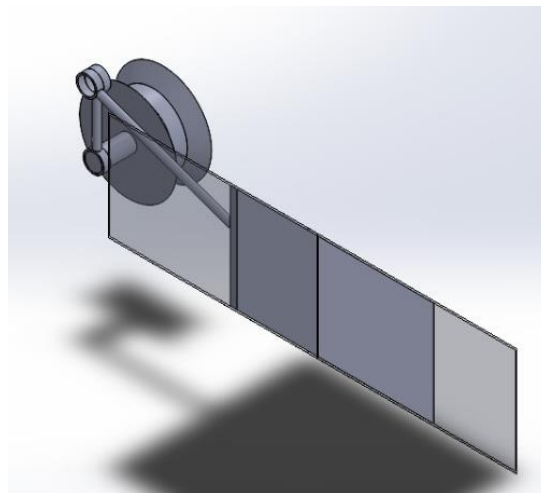
*Sistema de pelado de la alternativa 6*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 28.**

*Sistema de cortado de la alternativa 6*



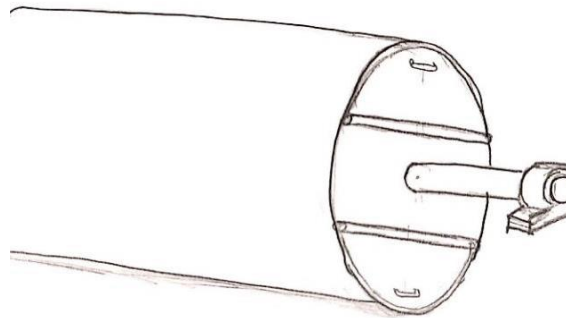
*Nota:* Elaboración propia

- Alternativa 7

Esta alternativa ofrece un proceso semicontinuo entre los sistemas de pelado y cortado de la yuca. Se inicia con el proceso de pelado, el cual se realiza en un tambor giratorio donde se deposita cierto peso de yucas hasta que se cumpla su tiempo de residencia dentro del tambor como se muestra en la figura 29. Posteriormente se individualizan las yucas y estas pasaran al sistema de corte. La máquina de corte consiste en una banda transportara con cabezales que conduce las yucas hacia unas cuchillas equidistantes para obtener los cilindros de 10 cm de largo. Antes de llegar a estas cuchillas, a las yucas se les corta sus extremos con el uso de dos bandas que desplazan la yuca a los costados de la banda transportadora principal, lugar en el cual se encuentran un par de cuchillas para cortar la cola y la cabeza de la yuca como se muestra en la figura 30.

**Figura 29.**

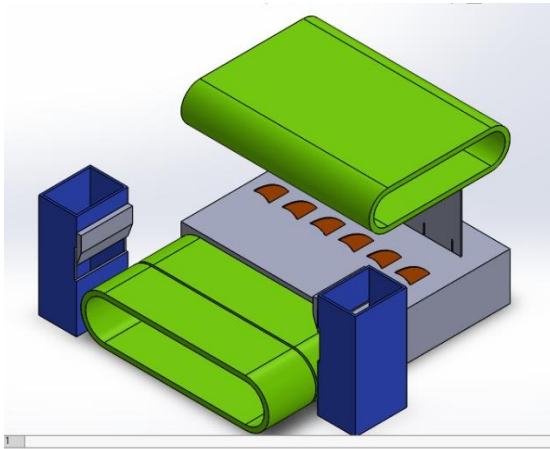
*Sistema de pelado de la alternativa 7*



*Nota: Elaboración propia*

**Figura 30.**

*Sistema de cortado de la alternativa 7*



*Nota:* Elaboración propia

- Matriz PUGH segunda ronda

Se hace uso de esta matriz con el fin de escoger la mejor propuesta frente a un producto ya existente, para así mejorar los aspectos negativos y de ser necesario, plantear nuevas alternativas que superen las anteriores.

Para realizar esta labor se tienen en cuenta los siguientes aspectos a evaluar:

- Costos
- Consumo energético
- Manufacturabilidad
- Tamaño
- Cantidad de piezas
- Facilidad de limpieza
- Reemplazo de piezas
- Flexibilidad de las máquinas
- Fácil uso
- Cantidad de operadores
- Rango de corte
- Eficiencia de pelado
- Eficiencia del despunte

Para realizar el comparativo se dan 3 valores los cuales dan una referencia frente al producto existente así:

- -1: peor que el estándar
- 0: igual que el estándar
- 1: mejor que el estándar

**Tabla 4.***Matriz PUGH segunda ronda*

critérios	alternativa 4	alternativa 5	alternativa 6	alternativa 7
Costos	1	-1	1	0
Consumo energetico	-1	-1	1	-1
Manufacturabilidad	1	0	-1	-1
Tamaño	-1	0	1	-1
Cantidad de piezas	1	0	0	1
Facilidad de limpieza	1	0	0	1
Reemplazo de piezas	-1	0	0	-1
Flexibilidad de las maquina	-1	1	1	-1
Facil uso	-1	0	0	-1
Cantidad de operadores	-1	0	0	-1
Rango de corte	0	1	0	0
Eficiencia de pelado	-1	1	1	-1
Eficiencia de despunte	0	-1	-1	0
Total de positivos	4	3	5	2
Total de negativos	7	3	2	8

- Conclusiones segunda ronda
  - Las opciones presentan un mejor tratamiento de residuos y flexibilidad de uso en la máquina.
  - No se garantiza la fácil limpieza o el desecho de los residuos en las opciones que se propusieron.
  - El paso entre procesos requiere de un operario o de una complejidad media en los sistemas
  - La alternativa seleccionada es la alternativa 6 debido a la mejora significativa en los aspectos positivos en comparación con las otras combinaciones de sistemas.

### 3.1.2.2. Niveles de madurez tecnológica (TRL).

A pesar de que ya existen máquinas con la capacidad de pelar y cortar yuca en campo, este proyecto se va a llevar hasta la instancia de pruebas en laboratorio, debido a que los materiales utilizados en la transmisión de potencia son poco convencionales.

### **3.1.2.3. Despliegue de matriz QFD.**

Teniendo en cuenta el conjunto ganador en la selección de alternativas anterior, se realizará la matriz QFD o matriz de calidad para establecer el grado de relación entre los requerimientos del cliente y los parámetros de diseño de las máquinas. Asimismo, se evaluará el desempeño en satisfacer los requerimientos del cliente de otras máquinas que se encuentran en el mercado, comparándola con la alternativa ganadora.

Los resultados obtenidos a través de la matriz QFD permiten establecer cuáles son los parámetros de diseño más importantes desde una perspectiva mecánica y técnica para la construcción de las máquinas de cortado y pelado; asimismo permitió la comparación entre nuestra máquina y aquellas que ya se encuentran en el mercado, para visualizar que tan lejos se encuentra de la competencia actual.

Se encontró que los factores de calidad que más influyen en los aspectos técnicos de las máquinas son la eficiencia energética, el tamaño de las máquinas y la calidad del producto procesado. También se concluyó que aquellos aspectos técnicos que tienen mayor correlación con estos factores de calidad son la transmisión de potencia, los materiales y la potencia de los motores.

Respecto a la comparativa con otras máquinas en el mercado, la alternativa seleccionada tiene ventajas en los aspectos de economía y eficiencia energética respecto a sus competidores. Sin embargo, presenta una desventaja en aspectos como la calidad del producto procesado y su mantenibilidad.

En conclusión, la alternativa seleccionada puede llegar a competir con las máquinas que se encuentran en el mercado a través de su economía y eficiencia energética, cumpliendo con los requerimientos del cliente mediante los aspectos técnicos más relevantes.

Tabla 5.

Matriz QFD

Row#	Max Relationship Val	Relative Weight	Weight / Importance	Desired Quality Requirements or "What's?"	Target or Limit Value	3 mm	100 kg	5 cm/s	2 HP	3 etapas	20 SEG	100 PIEZAS	0.5 mm	Tolerancia las maq.	Factor de seguridad	Diseño visual	Ajuste de filo de la cu	Materiales	Our Company	Competitor 1 (Brasil)	Competitor 2 (Alemania)	Competitor 3 (Nigeria)	Competitor 4	Competitor 5	Competitor 4	Competitor 5																																																					
1	9	11.3	10.0	Eficiencia energética	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	5	0	0	0	5	5																																																						
2	9	11.3	10.0	Tamaño	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	5	0	0	0	5	5																																																						
3	9	10.7	9.0	Impacto Ambiental	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	0	0	0	4	4																																																						
4	9	10.7	9.0	Seguridad	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	0	0	0	4	4																																																						
5	9	9.5	8.0	Ruido excesivo	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	0	0	0	4	4																																																						
6	9	9.3	7.0	Peso	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	3	0	0	0	3	3																																																						
7	9	11.3	10.0	Calidad del producto	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	3	0	0	0	3	3																																																						
8	9	9.3	7.0	Fácil Uso	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	0	0	0	4	4																																																						
9	9	7.1	6.0	Mantenibilidad	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	3	0	0	0	3	3																																																						
10	9	9.5	8.0	Derribabilidad	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	0	0	0	4	4																																																						
					<table border="1"> <thead> <tr> <th>Target or Limit Value</th> <th>3 mm</th> <th>100 kg</th> <th>5 cm/s</th> <th>2 HP</th> <th>3 etapas</th> <th>20 SEG</th> <th>100 PIEZAS</th> <th>0.5 mm</th> <th>Tolerancia las maq.</th> <th>Factor de seguridad</th> <th>Diseño visual</th> <th>Ajuste de filo de la cu</th> <th>Materiales</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)</td> <td>0</td> <td>5</td> <td>3</td> <td>4</td> <td>6</td> <td>8</td> <td>7</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>2</td> <td>0</td> <td>3</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>Max Relationship Value in Column</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>Weight / Importance</td> <td>425.0</td> <td>233.1</td> <td>527.4</td> <td>525.0</td> <td>665.7</td> <td>315.1</td> <td>643.2</td> <td>352.1</td> <td>343.8</td> <td>152.1</td> <td>193.3</td> <td>161.2</td> </tr> </tbody> </table>																				Target or Limit Value	3 mm	100 kg	5 cm/s	2 HP	3 etapas	20 SEG	100 PIEZAS	0.5 mm	Tolerancia las maq.	Factor de seguridad	Diseño visual	Ajuste de filo de la cu	Materiales	Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	0	5	3	4	6	8	7	9	9	2	0	3	7	Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	Weight / Importance	425.0	233.1	527.4	525.0	665.7	315.1	643.2	352.1	343.8	152.1	193.3	161.2
Target or Limit Value	3 mm	100 kg	5 cm/s	2 HP	3 etapas	20 SEG	100 PIEZAS	0.5 mm	Tolerancia las maq.	Factor de seguridad	Diseño visual	Ajuste de filo de la cu	Materiales																																																																		
Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	0	5	3	4	6	8	7	9	9	2	0	3	7																																																																		
Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9																																																																		
Weight / Importance	425.0	233.1	527.4	525.0	665.7	315.1	643.2	352.1	343.8	152.1	193.3	161.2																																																																			

3.1.3. Fase B: Parámetros del diseño.

En esta fase se desarrollarán los cálculos necesarios para establecer la parte estructural y dinámica de las máquinas para hallar sus dimensiones físicas, el consumo de potencia y los materiales necesarios para construirla.

### 3.1.3.1. AMEF.

Para tener un concepto claro de los puntos más críticos a considerar durante el diseño se realiza un análisis de modo y efecto de falla o AMEF partiendo de sus sistemas partiendo por el pelado la cual cuenta con las siguientes funciones.

- Transportar la materia prima

**Tabla 6.**

#### *Fallas funcionales debido al transporte*

Falla funcional	Causa de la falla	Efecto de la falla	Consecuencia	Severidad	Grado de ocurrencia	Detección	NPR
Flujo a menor velocidad	Bajo rendimiento del operario	Acumulacion de la materia prima en la entrada de la maquina	Disminución en el desempeño de la maquina	4	4	5	80
	Desajuste en los acoples de los rodillos	Vibraciones en el sistema de transmisión	Ruido	7	3	3	63
Flujo discontinuo	Materia prima con varios dias de maduracion	Desgaste prematuro de las cuchillas	Disminucion del tiempo de vida del sistema Ruido	3	8	7	168
	Desalineacion de rodamientos	Vibraciones en el sistema de transmisión	Disminucion del tiempo de vida del sistema Ruido	7	7	6	294
Sin flujo de materia prima	Desalineación de rodamientos	Vibraciones en el sistema de transmisión	Disminucion del tiempo de vida del sistema Ruido	7	7	6	294
	Perdida de suministro de energia electrico	Detención de elementos móviles	Disminución en el desempeño de la maquina	8	2	1	16
Direccion erronea del flujo	Mal montaje en los acoples de los rodillos	Vibraciones	Disminucion del tiempo de vida del sistema Contaminacion auditiva	6	5	6	180
	Introduccion de materia prima mal caracterizada	Detención de elementos móviles Vibraciones	Disminución en el desempeño de la maquina	7	6	4	168
Alteracion de la materia prima	Introduccion de materia prima mal caracterizada	Destrucción de la materia prima	Disminucion en la calidad del producto procesado	7	6	4	168

- Pelar la yuca

**Tabla 7.**

#### *Fallas funcionales debido al pelado*

Falla funcional	Causa de la falla	Efecto de la falla	Consecuencia	Severidad	Grado de ocurrencia	Detección	NPR
No pelar	Mal posicionamiento de la cuchilla	Vibraciones en los soportes de la cuchilla; materia prima sin procesar	Disminucion en la calidad del producto procesado	8	2	4	64
Pelar parcialmente la materia prima	Materia prima con varios dias de maduracion	Desgaste prematuro de las cuchillas	Disminucion del tiempo de vida del sistema	5	8	7	280
	Mal posicionamiento de la cuchilla	Vibraciones en los soportes de la cuchilla	Disminucion en la calidad del producto procesado	6	2	4	48
Alteracion de la materia prima	Mal posicionamiento de la cuchilla	Vibraciones en los soportes de la cuchilla	Disminucion en la calidad del producto procesado	5	2	4	40

- Cortar y despuntar la materia prima

**Tabla 8.***Fallas funcionales debido al corte*

Falla funcional	Causa de la falla	Efecto de la falla	Consecuencia	Severidad	Grado de ocurrencia	Detección	NPR
No corta la materia prima	Introducción de objeto extraño a la recámara de corte	Contaminación de la materia prima Desgaste prematuro de las cuchillas	Disminución en la calidad del producto procesado Disminución del tiempo de vida del	9	1	2	18
	Introducción de objeto extraño a la recámara de corte	Contaminación de la materia prima Desgaste prematuro de las cuchillas	Disminución en la calidad del producto procesado Disminución del tiempo de vida del	9	1	2	18
Sin despunte de la materia prima	objeto extraño en el canal de alimentación	Contaminación de la materia prima Desgaste prematuro de los divisores	Disminución en la calidad del producto procesado Disminución del tiempo de vida del sistema	9	1	5	45
	Introducción de objeto extraño a la recámara de corte	Contaminación de la materia prima Desgaste prematuro de las cuchillas	Disminución en la calidad del producto procesado Disminución del tiempo de vida del sistema	9	1	3	27

Haciendo una inspección a los resultados en la columna del NPR se puede concluir que los factores clave son:

- 1) Dentro de los puntos que afectan el normal funcionamiento del sistema, es el filo de las cuchillas el cual es inevitable que se pierda con el tiempo.
- 2) Dentro de los puntos que dependen del diseño, es la deformación del vástago de empuje en el sistema de corte.

### 3.1.3.2. Análisis del consumo de potencia.

El diseño de las máquinas se realiza para satisfacer los requerimientos del cliente, principalmente el de una capacidad operativa de procesamiento de 2 toneladas por día. Para cumplir con este flujo másico de materia prima, primero se decide obtener el número de yucas que deben ser procesadas en 1 hora. Para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_y = \frac{C_M}{\rho_{prom} * V_{prom}} \quad (1)$$

Donde  $C_M$  es el flujo másico de materia prima,  $\rho_{prom}$  es la densidad promedio de la yuca y  $V$  es el volumen promedio de las yucas. Reemplazando con los datos obtenidos de la caracterización de la yuca se obtiene que:

$$C_y = \frac{2000 \left[ \frac{kg}{dia} \right]}{1100 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * 2.54 * 10^{-3} [m^3] * 8 \left[ \frac{h}{dia} \right]} \left[ \frac{yucas}{h} \right]$$

$$C_y = 90 \left[ \frac{yucas}{h} \right]$$

A continuación, se multiplica este flujo de materia prima por un factor de diseño para garantizar que las máquinas cumplan con el requerimiento y se halla el tiempo en el cual una unidad de materia prima deba ser procesada como se muestra en las ecuaciones.

$$C_{dy} = C_y * f_d \left[ \frac{yucas}{h} \right] \quad (2)$$

$$t_T = \frac{3600}{C_{dy}} [seg] \quad (3)$$

Reemplazando el factor de diseño como 1.2, se tiene que:

$$C_{dy} = 90 * 1.2 \left[ \frac{yucas}{h} \right]$$

$$C_{dy} = 108 \left[ \frac{yucas}{h} \right]$$

$$t_T = \frac{3600}{108} [seg]$$

$$t_T = 33 [seg]$$

Para un cálculo inicial, se establecerá que el tiempo de residencia en cada máquina será la mitad del tiempo total de procesamiento.

- Análisis del consumo energético de la peladora

Para calcular la potencia del motor necesario para mover el sistema de rodillos, en primera instancia se establece un modelo simple para hallar una potencia inicial de motor. Este consiste

modelar la máquina como el conjunto de una banda, la materia prima y una cuchilla fija como se muestra en la figura.

Para que la materia prima sea pelada, la fuerza de empuje ejercida por la banda debe superar la fuerza de corte necesaria para remover el material requerido de la materia prima.

La fuerza de corte está establecida por la siguiente función desarrollada por (Adetan, 2003) donde  $F$  es la fuerza en Newtons y  $d$  es el diámetro promedio de la materia prima en mm. Reemplazando se tiene que:

$$F = 0.977 + 0.008803 * d_y \left[ \frac{N}{mm} \right] \quad (4)$$

$$F = 0.977 + 0.008803 * 100$$

$$F = 1.857 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Para hallar la fuerza de corte, se debe hallar la longitud de la cuchilla que este en contacto con la yuca cuando pela una capa de 2 mm sobre la superficie de la materia prima. Estableciendo relaciones geométricas es posible determinar dicha longitud como se presenta en la ecuación 5.

$$F_c = F * l [N] \quad (5)$$

$$t = \frac{d_y}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{\theta}{2} \right) \right) \quad (6)$$

Despejando theta se tiene que:

$$\theta = \cos^{-1} \left( \frac{2 * t}{d} - 1 \right)$$

$$\theta = \cos^{-1} \left( \frac{2 * 2}{100} - 1 \right)$$

$$\theta = 32.52^\circ$$

Por lo cual, se tiene que la longitud de la cuchilla que está en contacto con la yuca es:

$$l = d_y \left( \text{sen} \left( \frac{\theta}{2} \right) \right) \quad (7)$$

$$l = 100 \left( \text{sen} \left( \frac{32.52}{2} \right) \right)$$

$$l = 28 \text{ [mm]}$$

Finalmente se tiene que la fuerza de corte es:

$$F_c = 1.857 * 28[N]$$

$$F_c = 52 \text{ [N]}$$

Debido a que la cuchilla posee un ángulo de ataque ( $\gamma$ ), a la fuerza de corte puede descomponerse en sus dos componentes y de esa forma establecer las ecuaciones de equilibrio sobre la materia prima.

$$\bar{F}_c = 52 * [-\cos(\gamma)(i) - \text{sen}(\gamma)(j)][N] \quad (8)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_E = 39.84[N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_N = 33.43[N]$$

Con la fuerza en la dirección horizontal se puede hallar el torque necesario que debe realizar el rodillo conductor de la banda, teniendo en cuenta que este tiene un diámetro de 10 cm. Por lo tanto, el torque que ejerce el rodillo es:

$$T = F_E * \frac{d_r}{2} [N * m] \quad (9)$$

$$T = 39.84 * \left(\frac{0.11}{2}\right) [N * m]$$

$$T = 2.19 [N * m]$$

Para determinar la velocidad que debe llevarla banda transportadora, se utiliza el tiempo de residencia de la materia prima y la longitud total de la máquina. Para determinar la longitud de la máquina se multiplica la longitud de las estaciones de pelado por el número de estaciones de pelado. Se tiene entonces que:

$$v_b = \frac{L_M}{t_T} \left[\frac{m}{s}\right] \quad (10)$$

$$L_M = N_E * L_E [m] \quad (11)$$

Reemplazando se obtiene que:

$$L_M = N_E * L_E + L_Y$$

$$L_M = 4 * 0.3 + 0.4 [m]$$

$$L_M = 1.6 [m]$$

$$v_b = \frac{1.6}{16.5} \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$v_b = 0.0969 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$v_b = 9.7 \left[\frac{cm}{s}\right]$$

Con esta velocidad se establece la velocidad angular del rodillo conductor. De esta forma, se tiene que:

$$\dot{\theta} = \frac{v_b}{r} \quad (12)$$

$$\dot{\theta} = \frac{9.7 \left[ \frac{cm}{s} \right]}{5.5 [cm]}$$

$$\dot{\theta} = 1.939 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$\dot{\theta} = 1.939 \left[ \frac{rad}{s} \right] * \frac{60}{1} \left[ \frac{s}{min} \right] * \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{rev}{rad} \right]$$

$$\dot{\theta} = 18.52 [rpm]$$

Por lo tanto, la potencia que consumirá el motor para girar un rodillo será de:

$$Pot = T * \dot{\theta} \quad (13)$$

$$Pot = 2.19 [N * m] * 18.52 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

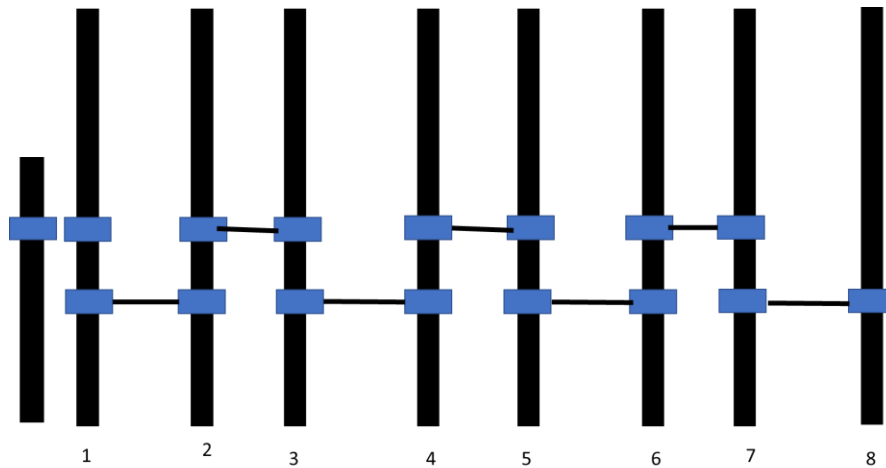
$$Pot = 4.25 [W]$$

Para hallar el consumo total del motor, es necesario tener en cuenta los siguientes factores: cada estación de pelado tiene 3 cuchillas, por lo cual se triplica la fuerza de corte, cada estación tiene 2 rodillos impulsores, por lo tanto, el toque necesario para impulsar la yuca puede distribuirse entre estos dos rodillos; se debe tener en cuenta la eficiencia de la transmisión de potencia que en este caso son cadenas.

Las figuras 32 y 33 muestran la transmisión que se tiene en este sistema de rodillos.

**Figura 31.**

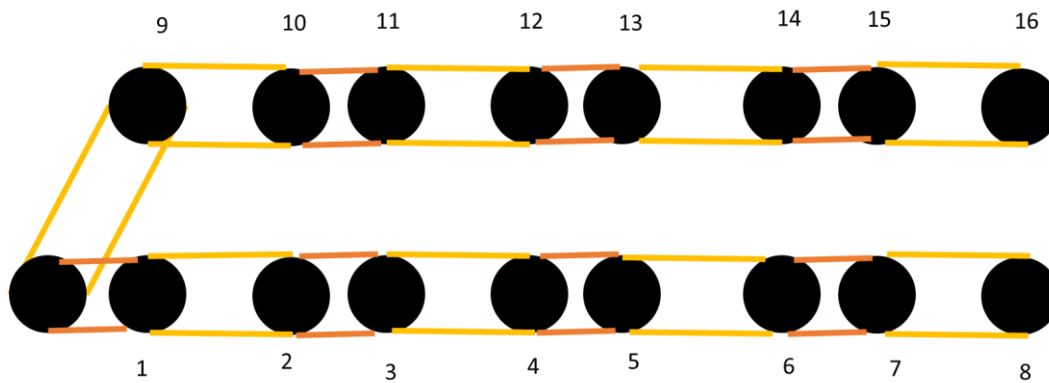
*Vista superior de la transmisión por medio de cadenas del sistema de rodillos*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 32.**

*Vista frontal del sistema de transmisión por cadena del sistema de rodillos*



*Nota:* Elaboración propia

Se debe considerar que cada par de rodillos tenga el torque mínimo para cortar la yuca sin importar la posición del mismo, por lo cual el torque por rodillo consumido es:

$$T_r = 3 * \frac{T}{4} [N * m] \quad (14)$$

$$T_r = 3 * \frac{2.19}{4} [N * m]$$

$$T_r = 1.64 [N * m]$$

Por ende, se puede establecer que el torque de diseño del motor está dado por la ecuación 145:

$$T_d = \sum_{n=1}^8 \frac{2 * T_r}{(Eff)^{n-1}} \quad (15)$$

$$T_d = \frac{3.29}{(0.8)^0} + \frac{3.29}{(0.8)^1} + \frac{3.29}{(0.8)^2} + \frac{3.29}{(0.8)^3} + \frac{3.29}{(0.8)^4} + \frac{3.29}{(0.8)^5} + \frac{3.29}{(0.8)^6} + \frac{3.29}{(0.8)^7}$$

$$T_d = 65.27 [N * m]$$

Este torque se da a aproximadamente 20 rpm, por lo que, si se desea compararlo con los motores que se encuentran en el mercado, es necesario llevarlo a 60 rpm. Se tendrá entonces que el torque a 60 rpm es:

$$T_{60rpm} = \frac{T_d}{Eff * 3} \quad (16)$$

Reemplazando se tiene que:

$$T_{60rpm} = \frac{65.27}{0.8 * 3} [N * m]$$

$$T_{60rpm} = 27.19 [N * m]$$

Por último, se multiplica esta potencia por un factor  $K_i$  relacionado con la inercia del sistema. Se elige un valor de 1.2 para esta constante debido a que la peladora no va a estar trabajando con grandes cargas. Se tiene entonces que:

$$T_m = k_i * T_{60rpm} \quad (17)$$

$$T_m = 1.2 * 27.19$$

$$T_m = 32.2 [N * m]$$

Para el correcto diseño de la transmisión de la máquina, es necesario utilizar motores que se encuentren en el mercado, por lo cual se selecciona el un motor de ½ hp de potencia a 60 RPM como se muestra en el siguiente catálogo.

### Tabla 9.

*Datos del motor seleccionado para la máquina peladora.*




Tabla de Datos (Motor 4 polos, 1800 rpm)

Type	RATIO	RPM	HP	Nm	sf
40	7,5	240	1/2	13,3	2,4
	10	180	1/2	17,2	1,9
	15	120	1/2	25,3	1,3
	20	90	1/2	32,2	1
	30	60	1/2	43,3	0,8
	40	45	1/3	35,4	0,9
	50	36	1/3	37,7	0,8
	60	30	1/4	36,1	0,8
	80	22,5	1/4	27,5	0,8
	100	18	1/4	25,3	0,6

*Nota:* Tomado de Catalogo de motores y motorreductores de Invireina, Bucaramanga, 2022,

INVIREINA.

- Análisis del consumo energético de la cortadora

Para establecer la potencia del motor que mueve el vástago del sistema de la cortadora primero se halla la fuerza necesaria para realizar los cortes a la materia prima. Por lo cual, se establece una fuerza arbitraria de corte correspondiente a 10 kg fuerza. Se tiene que:

$$F_c = F_A * N_c [N] \quad (18)$$

$N_c$  representa el número de cortes que se le desea hacer a la yuca. Como se desean obtener trozos de 10 cm de largo y la longitud de la yuca no debe superar los 40cm a la entrada de la máquina, se establece que el máximo número de cortes a realizar es de 4. Reemplazando se obtiene que:

$$F_c = F * t * N_c [N] \quad (19)$$

$$F_c = 98.06 * 4 [N]$$

$$F_c = 392 [N]$$

Ahora para hallar la velocidad del vástago, antes es necesario establecer las relaciones entre los tiempos de operaciones y las dimensiones de los subsistemas de la máquina de cortado.

En primera instancia se encuentra el tiempo de procesamiento de la máquina que será igual a la suma del tiempo de banda transportadora, el tiempo caída y el tiempo de media carrera del vástago.

$$t_{Tc} = t_g + t_{ca} [seg] \quad (20)$$

El tiempo de caída es el tiempo que tarda la materia prima en llegar a la cámara de cortado. Está relacionado con la altura y ángulo de la tolva y puede ser determinado utilizando relaciones cinemáticas y sumatoria de energías como se presentan en las siguientes ecuaciones.

$$V_y = g * t_g \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (21)$$

$$\frac{1}{2} m V_y^2 = mgh \quad (22)$$

$$h = L_{caida} \cos(\alpha) [m] \quad (23)$$

Se calcula entonces con la velocidad del vástago y la fuerza de corte la potencia necesaria para alimentar el sistema MBC.

$$v_{ca} = \frac{S}{t_{ca}} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (24)$$

$$Pot_d = F_c * v_{ca} [W] \quad (25)$$

En conclusión, la potencia del motor del MBC depende de los siguientes factores geométricos:

Número de yucas, longitud de divisor, longitud de caída, ángulo de tolva y carrera del vástago.

Por cuestiones de espacio se establecen los siguientes valores para los factores geométricos:

Dimensión	Valor
Angulo de tolva	45°
Longitud de la tolva	45 cm
Carrera del vástago	20 cm

El espacio entre yucas en la banda transportadora es de 12 cm, la banda tendrá capacidad para 8 yucas y la carrea del vástago será de 20 cm. Por otro lado, la tolva se dispondrá en un ángulo de 45° y se tendrá una caída de 45 cm.

Reemplazando en las ecuaciones 19 a 21 por los valores establecidos se tiene que:

$$h = L_{caida} \cos(\alpha) [m]$$

$$h = 0.45 * \cos(45) [m]$$

$$h = 0.32[m]$$

Despejando  $V_y$  en la ecuación 20 se tiene que:

$$V_y = \sqrt{2g * h}$$

$$V_y = \sqrt{2 * (9.81) * 0.32}$$

$$V_y = 2.5 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Despejando el tiempo de caída de la ecuación 19 se tiene que:

$$t_g = \frac{V_y}{g}$$

$$t_g = \frac{2.5}{9.81}$$

$$t_g = 0.25 [s]$$

A continuación, se reemplaza el valor obtenido en la ecuación 18 y se halla el tiempo que deben permanecer las yucas en la banda transportadora por medio de la ecuación 19. Se tiene que:

$$t_{bc} = t_{rc} - t_g - t_{ca} [seg]$$

$$t_{bc} - t_{ca} = 16.25[seg] \quad (26)$$

Luego, se despejan los tiempos en las ecuaciones 23 y 26 y se reemplazan en la ecuación 29. Se tiene entonces que:

$$t_{ca} = 0.25 + \frac{L_d}{v_{bc}} [seg] \quad (27)$$

Es posible establecer la velocidad de la banda transportadora en función del tiempo y la longitud de la banda, reemplazando se tiene que:

$$t_{ca} = 0.25 + \frac{L_d}{L_{bc}} * t_{bc} [seg] \quad (28)$$

Reemplazando con la ecuación 22 en 30 se obtiene una simplificación de la siguiente forma:

$$t_{ca} = 0.25 + \frac{1}{N_Y} * t_{bc} [seg]$$

Resolviendo el sistema 2x2 se obtienen los tiempos que debe durar la yuca en la banda transportadora y el tiempo de carrea del vástago de la cortadora de yuca.

$$t_{ca} = 2 [seg]$$

$$t_{bc} = 14.21[seg]$$

Con estos valores se reemplazan en las ecuaciones 23 y 26, hallando la velocidad de la banda transportadora y el vástago de la cortadora.

$$V_{ca} = \frac{0.2}{2} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$V_{ca} = 0.1 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$V_{bc} = 8 * \frac{0.12}{14.21} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$V_{bc} = 0.07 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Con la velocidad del vástago se reemplaza en la ecuación 27 hallando la potencia de diseño del motor.

$$Pot_d = 400 * 0.1 [W]$$

$$Pot_d = 40 [W]$$

Por último, se multiplica esta potencia por un factor  $K_i$  relacionado con la inercia del sistema. Se elige un valor de 1.5 para esta constante debido a que la peladora no va a estar trabajando con grandes cargas. Se tiene entonces que:

$$Pot_m = k_i * Pot_d \quad (29)$$

### 3.1.3.3. Análisis de resistencia estructural.

A continuación, se realizará el cálculo de espesores de componentes estructurales de las máquinas y su respectivo factor de seguridad utilizando las cargas previamente establecidas. Esto desempeña un papel fundamental en la selección correcta de materiales y su compra en el mercado, así como en el establecimiento de parámetros para garantizar el correcto funcionamiento de las máquinas.

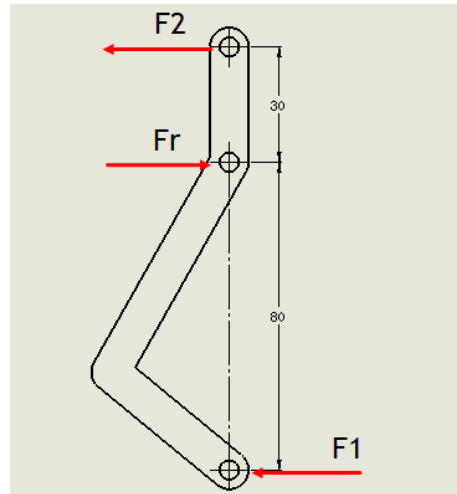
- Análisis de resistencia estructural de la peladora

Se establece un modelo simplificado de las cargas a las que está sometido el soporte de la cuchilla como se observa en la figura 33. En este modelo, se establece que la fuerza 1 ( $F_1$ ) es la componente horizontal de la fuerza de corte, la fuerza 2 ( $F_2$ ) es ejercida por un resorte y la fuerza reactiva ( $F_r$ ) es aquella que se genera el pivote.

A pesar de que la fuerza 2 es ejercida por un resorte, en este modelo se considerará constante debido a que el objetivo del resorte es retornar el soporte de la cuchilla a su posición inicial, por lo que su constante de resorte es baja.

**Figura 33.**

*Diagrama de cuerpo libre del soporte de cuchilla en la peladora.*



*Nota:* Elaboración propia

Se realiza una sumatoria de momentos flectores en el pivote para hallar la magnitud de la fuerza 2 (F2) y posteriormente se realiza una sumatoria de fuerzas, como se plantea en las siguientes ecuaciones:

$$\sum M_o = 0$$

$$F1 * 0.08 = F2 * 0.03 \quad (30)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Fr = F1 + F2 \quad (31)$$

$$F1 = Fc * \text{sen } 40^\circ$$

Reemplazando en las ecuaciones 32 y 33 se tiene como resultado que:

$$F2 = 33.43 * \left[ \frac{0.08}{0.03} \right]$$

$$F2 = 89.15 \text{ N}$$

$$Fr = 33.43 + 89.15$$

$$Fr = 122.58 \text{ N}$$

Luego se realiza una sumatoria de fuerzas en las coordenadas z, donde únicamente existe una fuerza por acción del paso de la yuca. En consecuencia, el pasador debe soportar también un momento flector alrededor de x y la fuerza reactiva en z. Se establecen entonces las siguientes ecuaciones

Únicamente se encuentra la componente de la fuerza sobre la cuchilla F3 en dicha dirección, con un punto fijo en el pivote

$$\sum F_z = 0$$

$$F3 = 700 \text{ N} * \sin 40^\circ$$

$$\sum M_o = 0$$

$$Mp = F3 * 0.08$$

Como ya se encuentran definidas todas las fuerzas y momentos que actúan sobre la barra y el pasador, se procede a hallar los esfuerzos a los que están sometidos para determinar un espesor de lámina que cumpla con el factor de seguridad deseado.

En el caso del soporte de cuchilla, se realizará un análisis por métodos numéricos en ANSYS para determinar los esfuerzos sobre esta y la deflexión que sufre con las cargas establecidas; esto en consecuencia de que no se puede modelar como un cuerpo de dos fuerzas.

En el caso del pasador del soporte de la cuchilla, primero se obtiene la fuerza resultante de las fuerzas reactivas y posteriormente se evalúa el esfuerzo cortante que se genera en este pasador como se muestra en la ecuación 35.

$$FR = \sqrt{(Fx)^2 + (Fy)^2} \quad (32)$$

$$\tau = \frac{F}{A_t} \quad (33)$$

Este esfuerzo por cortante sobre la pieza se compara con el máximo esfuerzo cortante que puede soportar el material para establecer un diámetro de pasador. En este caso, se tiene que el pasador esta hecho de acero inoxidable 316 y la resistencia a la tracción de este material es de 207 MPa (Bernard J., Bo·O, & Steven R., 1999) y se utiliza la siguiente ecuación para establecer el esfuerzo cortante permitido:

$$\tau_{per} = 0.4 * S_y \quad (34)$$

Reemplazando en las ecuaciones se tiene que:

$$\tau_{per} = 0.4 * 207$$

$$\tau_{per} = 82.8 [MPa]$$

Reemplazando por la fuerza reactiva que se halló anteriormente y sustituyendo con el valor del esfuerzo cortante permisible se puede despejar el área transversal del pasador.

$$A_t = \frac{F}{\tau_{per}}$$

$$A_t = \frac{122.58}{82.8}$$

$$A_t = 1.48 [mm^2]$$

Por último, se despeja el diámetro del pasador en el área que se obtuvo y se reemplaza. Se tiene entonces que:

$$A_t = \pi * \frac{d^2}{4} \quad (35)$$

$$d = \sqrt{4 * \frac{A_t}{\pi}}$$

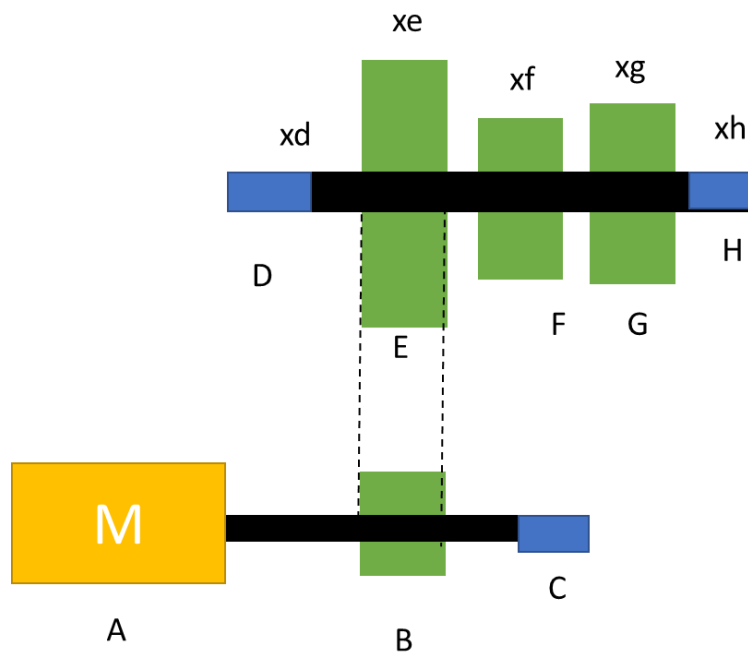
$$d = \sqrt{4 * \frac{1.48}{\pi}}$$

$$d = 1.37 \text{ [mm]}$$

En el caso de los rodillos impulsores de la yuca, se calculará el diámetro de sus ejes motriz de acuerdo a los elementos y dimensiones establecidas en la figura 34.

**Figura 34.**

*Cargas y dimensiones sobre el eje motriz de los rodillos*



*Nota:* Elaboración propia

Primero se establecen las características básicas de los componentes que están sobre el eje; estas son presentadas en la tabla 6.

**Tabla 10.**

*Características de los componentes del eje motriz*

Componente	Característica
<b>Motor</b>	$Pot_M = \frac{1}{2} [HP] \quad \omega_M = 60 [RPM]$
<b>Piñones BE</b>	$Di_c = 25 [cm] \quad m_{\frac{g}{b}} = 3 \quad D_g = 7.5 [cm] \quad Eff_p = 80\%$
<b>Engranés FI</b>	$m_{\frac{c}{h}} = 1 \quad D_c = 12 [cm] \quad \varphi_c = 20 [^\circ]$
<b>Piñones GJ</b>	$m_{\frac{d}{i}} = 1 \quad D_d = 12 [cm] \quad Eff_p = 80\%$

El proceso del cálculo del espesor de los piñones de la transmisión y el cálculo del diámetro del eje motriz se encuentra en los apéndices H e I respectivamente.

Se realizan iteraciones cada 2.5 mm desde 10 mm hasta 30 mm para el diámetro del eje. Los resultados se muestran en la tabla:

**Tabla 11.**

*Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección C.*

<i>Sección E <math>M_{yy} 41.87 [N * m] = M_{zz} = 4.63 [N * m] M_{yz} = 103.9 [N * m]</math></i>	
<b>Diámetro del eje [mm]</b>	<b>Factor de seguridad</b>
<b>10</b>	0.18
<b>12.5</b>	0.35
<b>15</b>	0.6
<b>17.5</b>	0.96

<b>20</b>	1.4
<b>22.5</b>	2.05
<b>25</b>	2.8
<b>27.5</b>	3.7
<b>30</b>	4.8

Se realiza el mismo proceso con las secciones B, D y E a pesar de que no son las más críticas. Los resultados se presentan en las tablas

**Tabla 12.**

*Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección B.*

<i>Sección F <math>M_{yy} = 10.1[N * m]</math> <math>M_{zz} = -6.974[N * m]</math> <math>M_{yz} = 103.9[N * m]</math></i>	
<b>Diámetro del eje [mm]</b>	<b>Factor de seguridad</b>
<b>10</b>	0.19
<b>12.5</b>	0.37
<b>15</b>	0.64
<b>17.5</b>	1.02
<b>20</b>	1.5
<b>22.5</b>	2.2
<b>25</b>	2.9
<b>27.5</b>	3.9

<b>30</b>	5.1
-----------	-----

**Tabla 13.**

*Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección D.*

<i>Sección G <math>M_{yy} = 23.31[N * m]</math> <math>M_{zz} = 41.86[N * m]</math> <math>M_{yz}</math> = 53.6 [N * m]</i>	
<b>Diámetro del eje [mm]</b>	Factor de seguridad
<b>10</b>	0.29
<b>12.5</b>	0.56
<b>15</b>	0.98
<b>17.5</b>	1.55
<b>20</b>	2.32
<b>22.5</b>	3.31
<b>25</b>	4.54
<b>27.5</b>	6.04
<b>30</b>	7.84

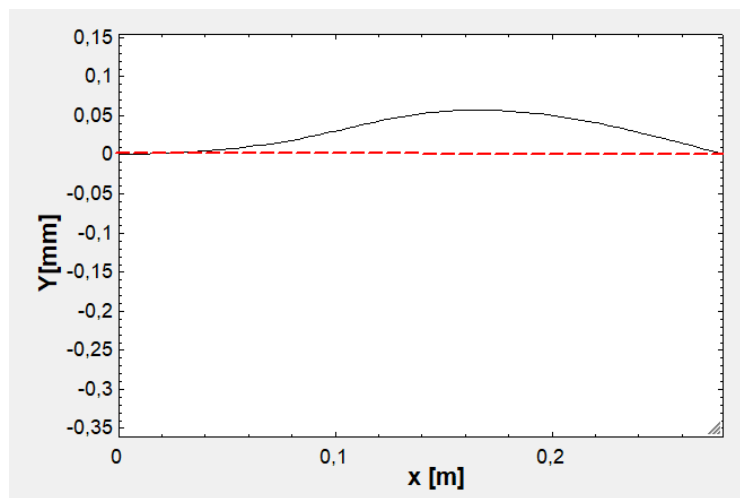
Basado en los resultados obtenidos se elige un diámetro de eje de 20 mm.

Se procede a verificar la rigidez del eje utilizando funciones de singularidad y el método de la doble integral. El cálculo detallado de las deflexiones máximas del eje se encuentra detallado en el apéndice J.

Posteriormente, nuevamente utilizando el software EES se grafica la deflexión del eje en la dirección  $y$ , utilizando condicionales `if` para crear las funciones de singularidad a cada una de las fuerzas que están actuando sobre el eje motriz de la peladora. En la gráfica 1 se presentan los resultados obtenidos.

### Figura 35.

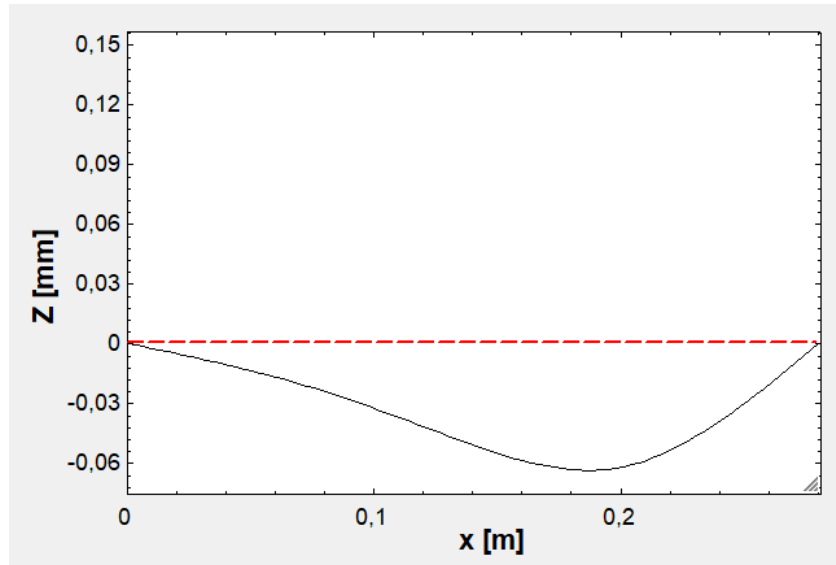
*Deflexión en dirección  $Y$  en el eje motriz del sistema de pelado*



*Nota:* Elaboración propia

### Figura 36.

*Deflexión en dirección  $Z$  en el eje motriz del sistema de pelado*



*Nota:* Elaboración propia

De acuerdo a al libro de fatiga Alfredo Parada, la deflexión máxima permitida para los ejes es de 0.83 [mm/m]. Tomando la deflexión máxima del eje en ambas direcciones y multiplicándola por la longitud del eje, se puede chequear si cumple la condición anterior. Se tiene entonces que:

$$Y_{max} = 0.06 * 0.28$$

$$Y_{max} = 0.0168 \left[ \frac{mm}{m} \right]$$

Este valor es inferior al límite establecido en el libro de Alfredo Parada de fatiga, por lo cual el eje supera la prueba por deflexión máxima.

- Análisis de resistencia estructural de la cortadora

En el caso del pasador del soporte de la cuchilla, primero se obtiene la fuerza resultante de las fuerzas reactivas y posteriormente se evalúa el esfuerzo cortante que se genera en este pasador como se muestra en la ecuación 35.

$$FR = \sqrt{(Fx)^2 + (Fy)^2} \quad (36)$$

$$\tau = \frac{F}{A_t} \quad (37)$$

Este esfuerzo por cortante sobre la pieza se compara con el máximo esfuerzo cortante que puede soportar el material para establecer un diámetro de pasador. En este caso, se tiene que el pasador esta hecho de acero inoxidable 316 y la resistencia a la tracción de este material es de 207 MPa (Bernard J., Bo·O, & Steven R., 1999) y se utiliza la siguiente ecuación para establecer el esfuerzo cortante permitido:

$$\tau_{per} = 0.4 * S_y \quad (38)$$

Reemplazando en las ecuaciones se tiene que:

$$\tau_{per} = 0.4 * 207$$

$$\tau_{per} = 82.8 [MPa]$$

Reemplazando por la fuerza reactiva que se halló anteriormente y sustituyendo con el valor del esfuerzo cortante permisible se puede despejar el área transversal del pasador.

$$A_t = \frac{F}{\tau_{per}}$$

$$A_t = \frac{122.58}{82.8}$$

$$A_t = 1.48 [mm^2]$$

Por último, se despeja el diámetro del pasador en el área que se obtuvo y se reemplaza. Se tiene entonces que:

$$A_t = \pi * \frac{d^2}{4} \quad (39)$$

$$d = \sqrt{4 * \frac{A_t}{\pi}}$$

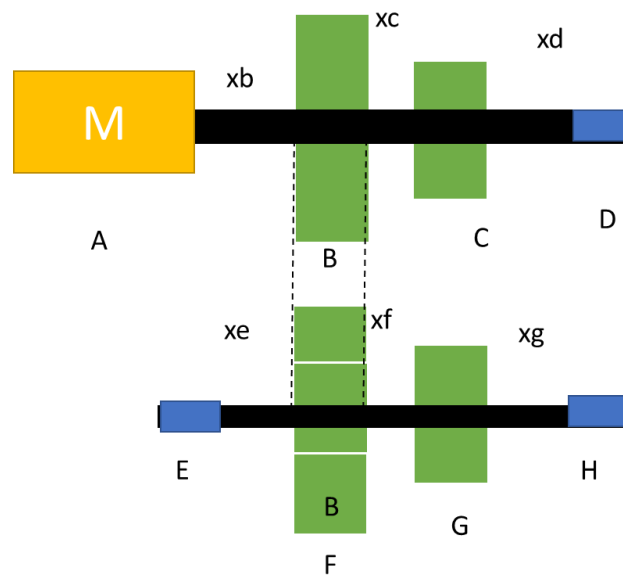
$$d = \sqrt{4 * \frac{1.48}{\pi}}$$

$$d = 1.37 [mm]$$

Se continua con el cálculo del diámetro del eje motriz de la cortadora de yuca. Se tiene el esquema del sistema de transmisión en la figura 35.

**Figura 37.**

*Transmision de potencia para el sistema de cortado.*



*Nota:* Elaboración propia

Primero se establecen las características básicas de los componentes que están sobre el eje; estas son presentadas en la tabla 6.

**Tabla 14.**

*Características de los componentes del eje motriz*

Componente	Característica
<b>Motor</b>	$Pot_M = 1/2 [HP] \omega_M = 60[RPM]$
<b>Piñones BF</b>	$Di_c = 15[cm] m_{\frac{e}{b}} = 1 D_B = 12[cm] Eff_p = 80\%$
<b>Manivela C</b>	$D_c = 10[cm]$

El proceso del cálculo del espesor de los piñones de la transmisión y el cálculo del diámetro del eje motriz se encuentra en los apéndices H e I respectivamente.

Se realizan iteraciones cada 2.5 mm desde 10 mm hasta 30 mm para el diámetro del eje. Los resultados se muestran en la tabla:

**Tabla 15.**

*Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección B.*

<i>Sección B <math>M_{yy} = 13.52 [N * m] = M_{zz} = 4.2 [N * m] M_{yz} = 35.97 [N * m]</math></i>	
<b>Diámetro del eje [mm]</b>	<b>Factor de seguridad</b>
<b>10</b>	0.52
<b>12.5</b>	1.02
<b>15</b>	1.76
<b>17.5</b>	2.795
<b>20</b>	4.172
<b>22.5</b>	5.941
<b>25</b>	8.15
<b>27.5</b>	14.08

<b>30</b>	17.9
-----------	------

Se realiza el mismo proceso con la sección C a pesar de que no son las más críticas. Los resultados se presentan en la siguiente tabla.

**Tabla 16.**

*Factor de seguridad con diferentes diámetros del eje según las cargas en la sección C.*

<i>Sección C <math>M_{yy} = 5,45[N * m]</math> <math>M_{zz} = -10.11[N * m]</math> <math>M_{yz} = 35.97[N * m]</math></i>	
<b>Diámetro del eje [mm]</b>	Factor de seguridad
<b>10</b>	0.53
<b>12.5</b>	1.038
<b>15</b>	1.79
<b>17.5</b>	2.84
<b>20</b>	4.25
<b>22.5</b>	6.05
<b>25</b>	8.3
<b>27.5</b>	11.05
<b>30</b>	14.35

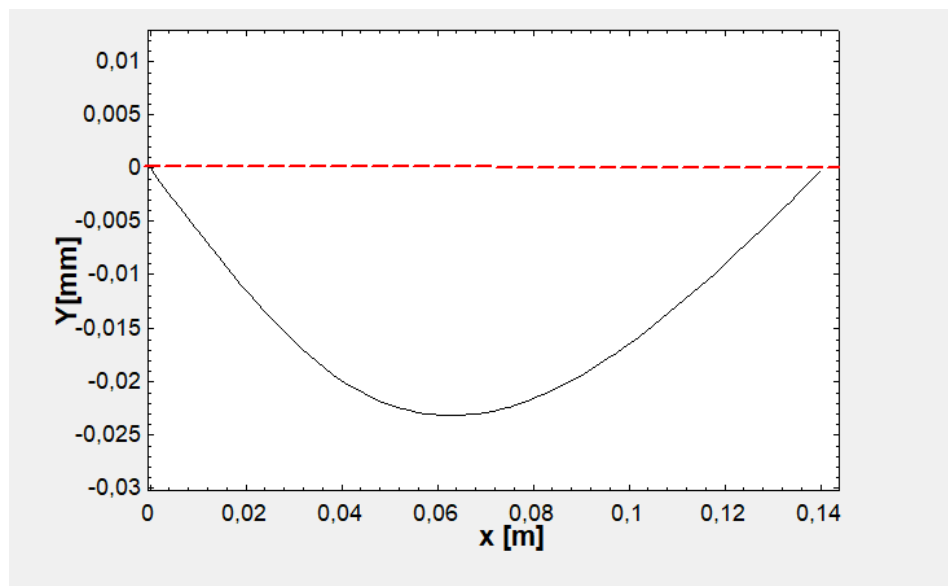
Basado en los resultados obtenidos se elige un diámetro de eje de 15 mm.

Se procede a verificar la rigidez del eje utilizando funciones de singularidad y el método de la doble integral. El cálculo detallado de las deflexiones máximas del eje se encuentra detallado en el apéndice J.

Posteriormente, nuevamente utilizando el software EES se grafica la deflexión del eje en la dirección y, utilizando condicionales if para crear las funciones de singularidad a cada una de las fuerzas que están actuando sobre el eje motriz de la peladora. En la gráfica 3 se presentan los resultados obtenidos.

**Figura 38.**

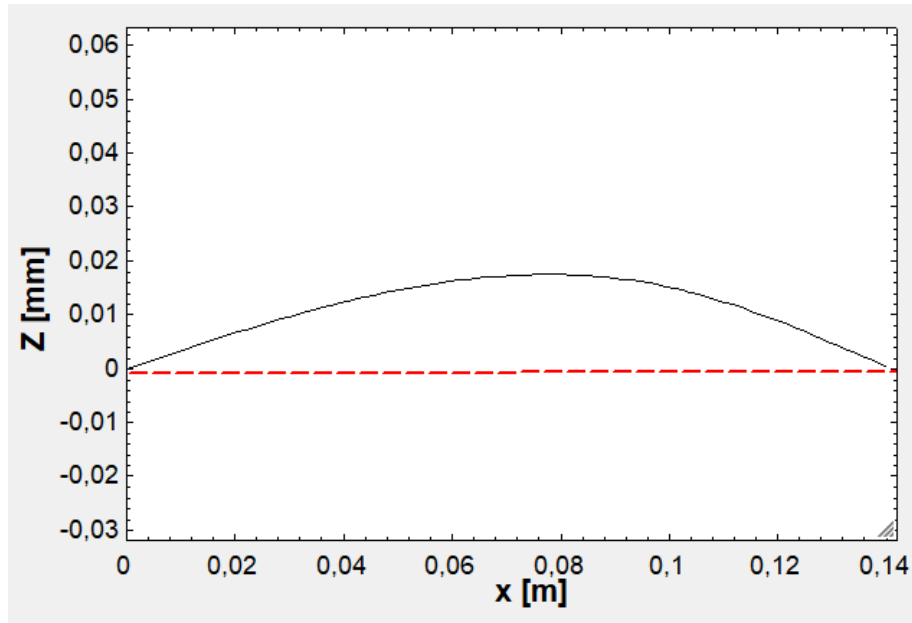
*Deflexión del eje motriz del sistema de cortado en dirección z*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 39.**

*Deflexión del eje motriz del sistema de cortado en dirección z*



*Nota:* Elaboración propia

De acuerdo al libro de fatiga de Alfredo Parada, la deflexión máxima permitida para los ejes es de 0.83 [mm/m]. Tomando la deflexión máxima del eje en ambas direcciones y multiplicándola por la longitud del eje, se puede chequear si cumple la condición anterior. Se tiene entonces que:

$$Y_{max} = 0.02 * 0.14$$

$$Y_{max} = 2.8 * 10^{-3} \left[ \frac{mm}{m} \right]$$

Este valor es inferior al límite establecido en el libro de Alfredo Parada de fatiga, por lo cual el eje supera la prueba por deflexión máxima.

### 3.1.3.4. Simulación.

Aquellos componentes y ensambles de las máquinas cuya geometría dificulta su análisis estructural de forma tradicional, fueron evaluados mediante métodos numéricos utilizando ANSYS. Las piezas seleccionadas fueron el ensamble de cuchillas en el sistema de pelado y el soporte de cuchillas en el sistema de cortado.

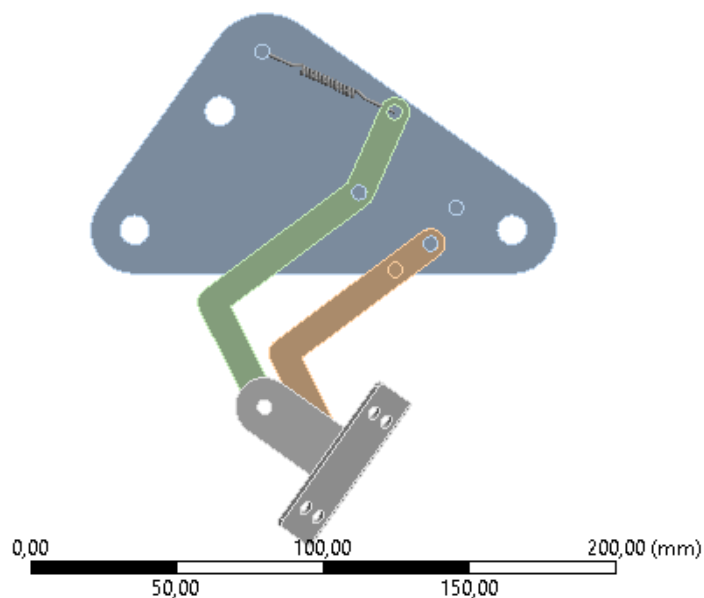
A continuación, se presenta la metodología que se llevó a cabo para obtener los resultados del análisis estructural.

- Ensamble de cuchillas en el sistema de pelado

En primera instancia, se crea un módulo de Static Structure en Ansys Workbench y se importa en ensamble de cuchillas del sistema de pelado, eliminando aquellas piezas que sean innecesarias para este modelo, tales como remaches o tornillos. La figura 36 muestra el modelo simplificado del ensamble de cuchillas.

#### Figura 40.

*Modelo simplificado del ensamble de cuchillas del sistema de pelado*



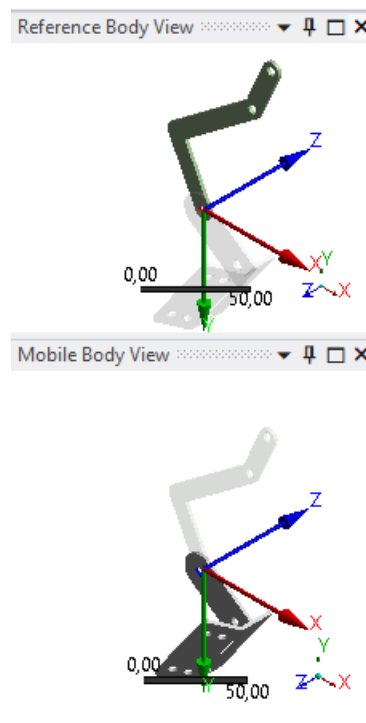
*Nota:* Elaboración propia

A continuación, se establecen las relaciones de posición entre los componentes para reemplazar a los elementos que limitaban el movimiento de las piezas móviles.

Se destacan las relaciones de revolución entre los orificios donde se encuentra el pasador de los brazos móviles y la relación de posición de resorte entre el brazo móvil 4 y el soporte de la placa triangular. En las figuras 37 y 38 se muestran estas relaciones de posición aplicadas.

#### **Figura 41.**

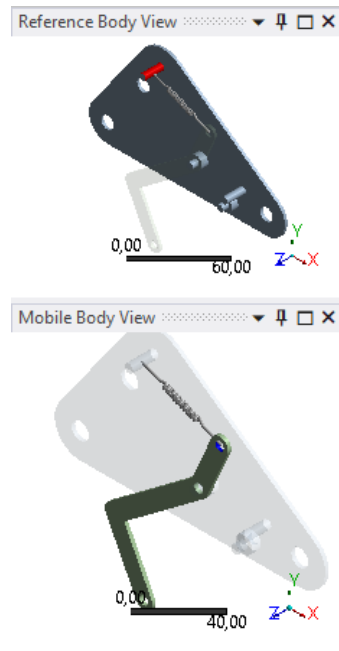
*Relación de posición tipo revolución entre el soporte de la cuchilla y el brazo móvil*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 42.**

*Relación de posición tipo resorte entre el brazo móvil y la placa triangular de soporte*



*Nota:* Elaboración propia

Se aplica la fuerza de corte vertical estimada en los cálculos sobre la cara del soporte de la cuchilla como se muestra en la figura 39.

**Figura 43.**

*Fuerza aplicada sobre la cara del soporte de la cuchilla.*

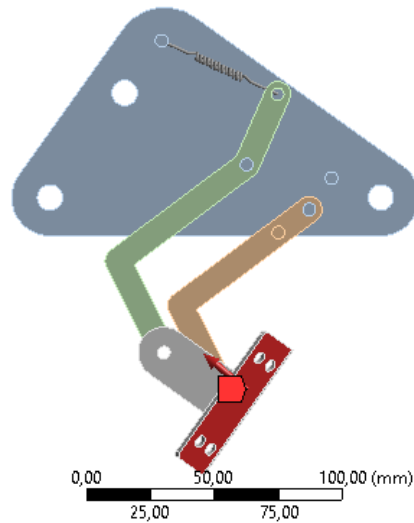
**A: Static Structural**

Force

Time: 1, s

13/07/2022 8:30 p. m.

Force: 52,008 N  
Components: -39,84;33,43;0, N

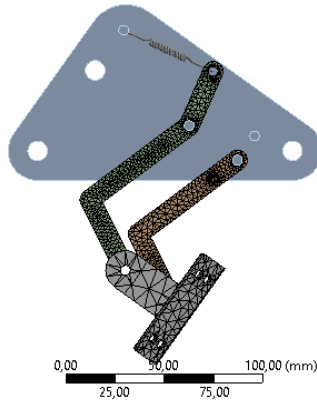


*Nota:* Elaboración propia

Se le da la malla con elementos tetraédricos y un refinamiento de malla en los brazos móviles como se muestra en la figura 40; no se incluye a la placa triangular en el análisis de método numérico para simplificar el coste computacional. Se eligen los resultados que se esperan obtener en esta simulación, los cuales son el esfuerzo combinado de Von Mises y el factor de seguridad por fatiga.

**Figura 44.**

*Malla aplicada sobre el ensamblaje de cuchillas en el sistema de pelado.*

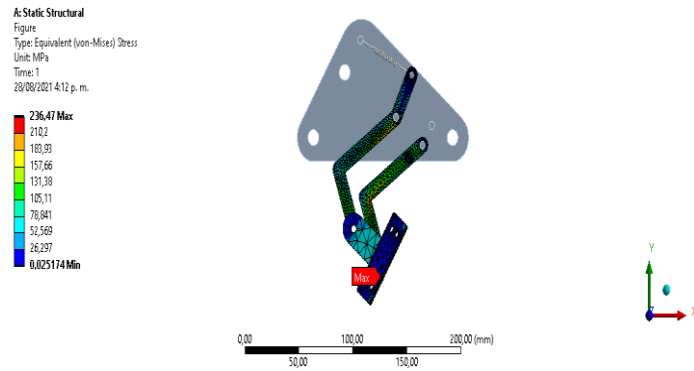


*Nota:* Elaboración propia

Los resultados obtenidos al ejecutar la simulación son las gráficas 5 y 6. El factor de seguridad es aceptable para los brazos móviles, pero se puede modificar la curvatura de los brazos para evitar concentradores de esfuerzos alrededor de los agujeros donde pasa el pin de la placa triangular.

**Figura 45.**

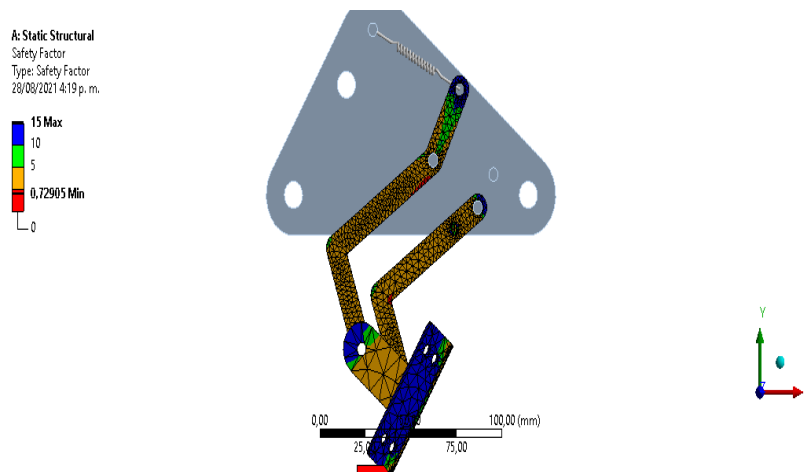
*Resultados del esfuerzo de Von Mises para el ensamblaje de porta cuchillas en el sistema de pelado*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 46.**

*Factor de seguridad para el ensamble de porta cuchillas en el sistema de pelado*



*Nota:* Elaboración propia

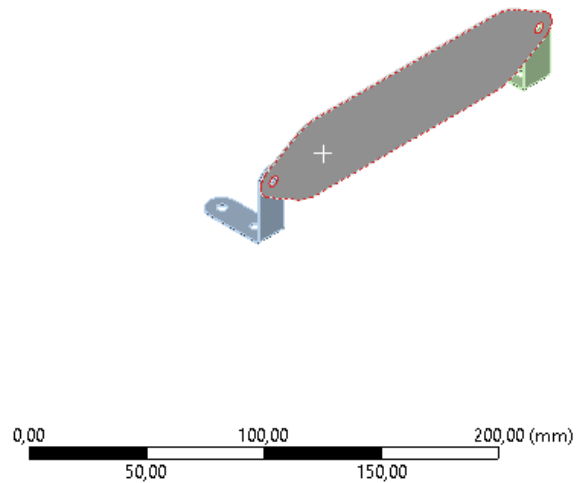
- Soporte de cuchilla del sistema de cortado

En primera instancia, se crea un módulo de Static Structure en Ansys Workbench y se importa en ensamble de cuchillas del sistema de cortado, eliminando aquellas piezas que sean

innecesarias para este modelo, tales como remaches o tornillos. La figura 41 muestra el modelo simplificado del ensamble de cuchillas.

**Figura 47.**

*Soporte de cuchillas en el sistema de cortado.*

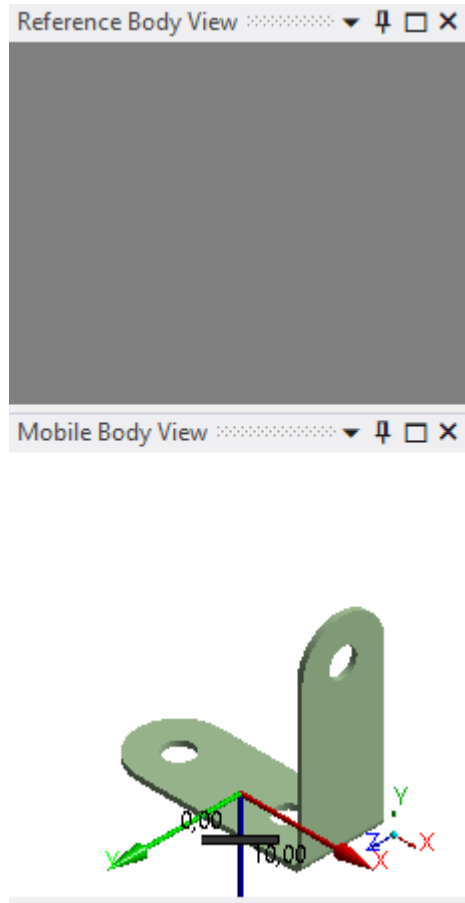


*Nota:* Elaboración propia

A continuación, se establecen las relaciones de posición entre los componentes para reemplazar a los elementos que limitaban el movimiento de las piezas móviles. Se destacan las relaciones de revolución entre los orificios donde se encuentra el tornillo entre el soporte y la cuchilla y la relación de posición de tierra para la cara horizontal del soporte. En las figuras 42 y 43 se muestran estas relaciones de posición aplicadas.

**Figura 48.**

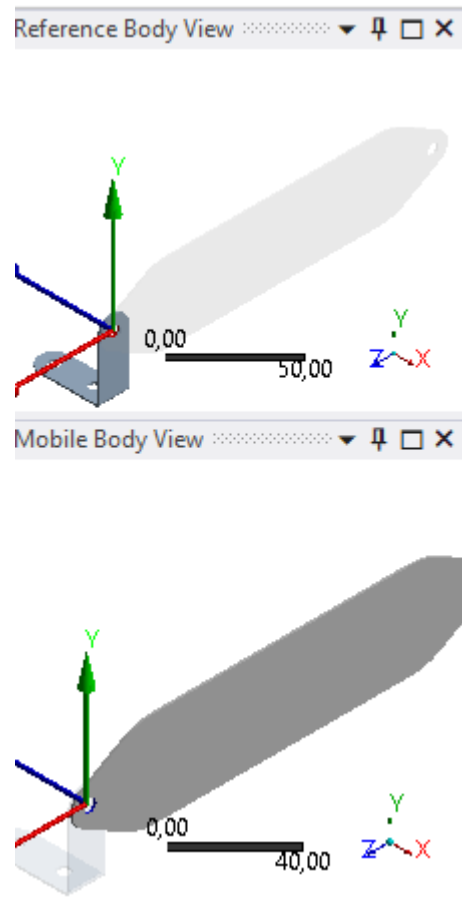
*Relación de posición entre el soporte de cuchilla y tierra en el sistema de cortado*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 49.**

*Relación de posición de revolución entre el soporte de cuchilla y la cuchilla en el sistema de cortado.*

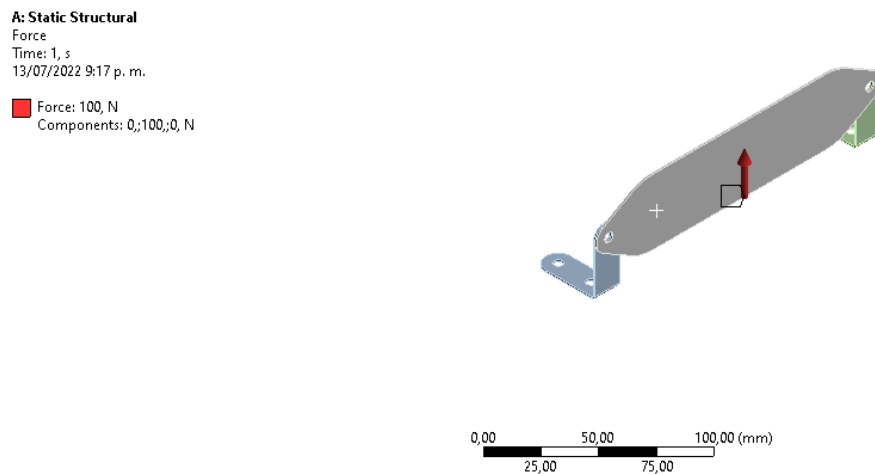


*Nota:* Elaboración propia

Se aplica la fuerza de corte vertical estimada en los cálculos, sobre la cara de la cuchilla como se muestra en la figura 50.

**Figura 50.**

*Fuerza de corte aplicada sobre la cara de la cuchilla.*

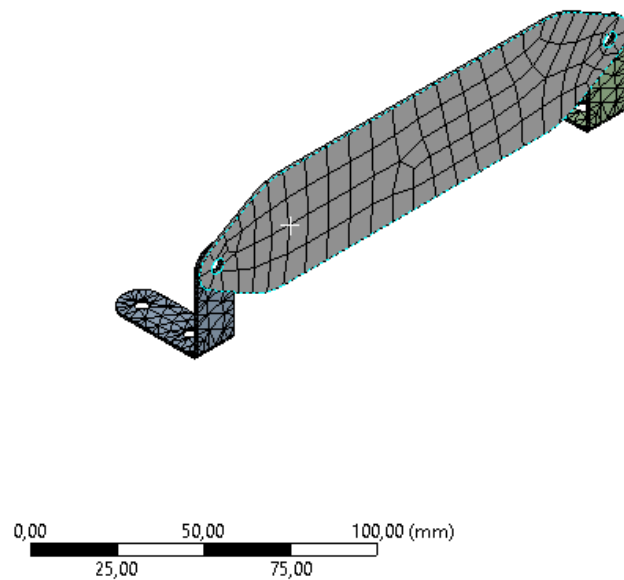


*Nota:* Elaboración propia

Se le da la malla con elementos tetraédricos y un refinamiento de malla alrededor de los agujeros de los soportes como se muestra en la figura 45. Se eligen los resultados que se esperan obtener en esta simulación, los cuales son el esfuerzo combinado de Von Mises y el factor de seguridad por fatiga.

**Figura 51.**

*Malla aplicada sobre el soporte de cuchillas en el sistema de cortado.*

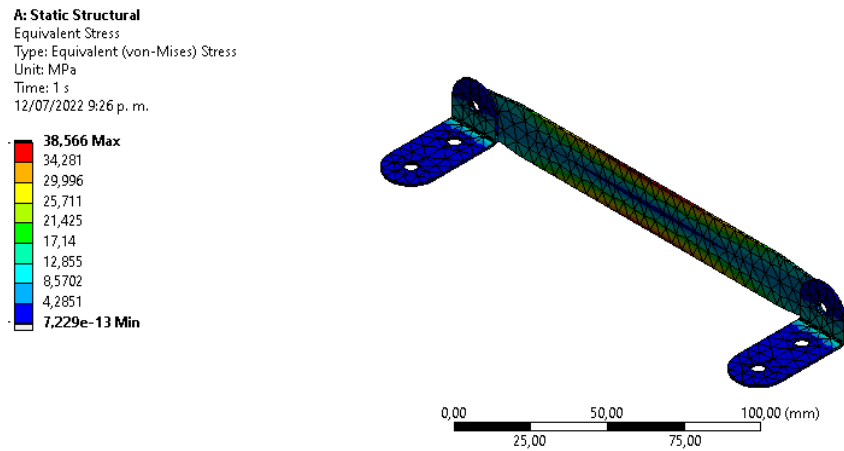


*Nota:* Elaboración propia

Los resultados obtenidos al ejecutar la simulación son las figuras 52 y 53. El factor de seguridad es aceptable para los brazos móviles, pero se puede modificar la curvatura de los brazos para evitar concentradores de esfuerzos alrededor de los agujeros donde pasa el pin de la placa triangular.

**Figura 52.**

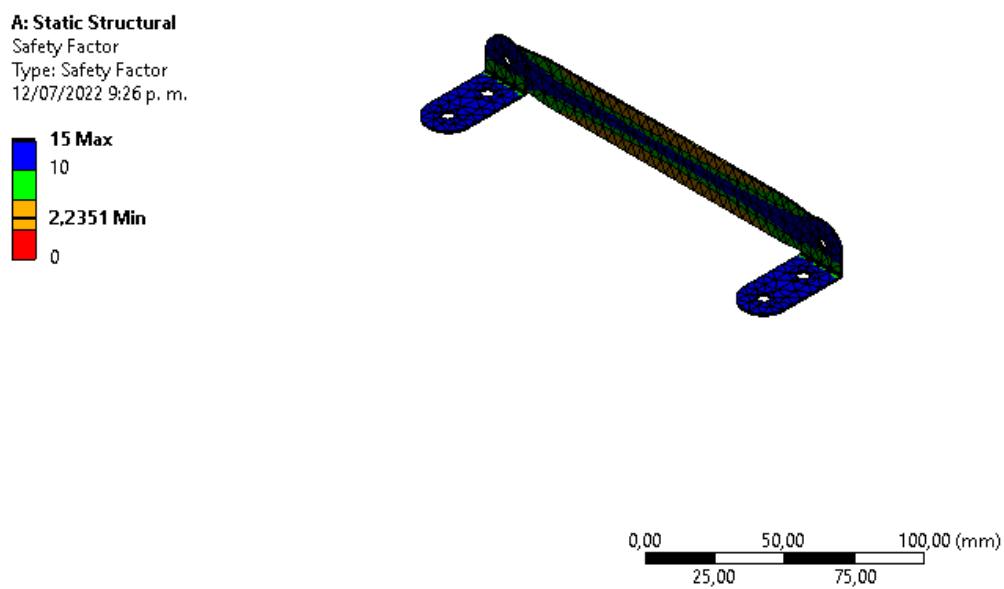
*Resultados del esfuerzo de Von Mises para el soporte de cuchillas en el sistema de cortado*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 53.**

*Factor de seguridad para el soporte de cuchilla del sistema de cortado*



*Nota:* Elaboración propia

### 3.1.3.5. Prototipo de máquinas.

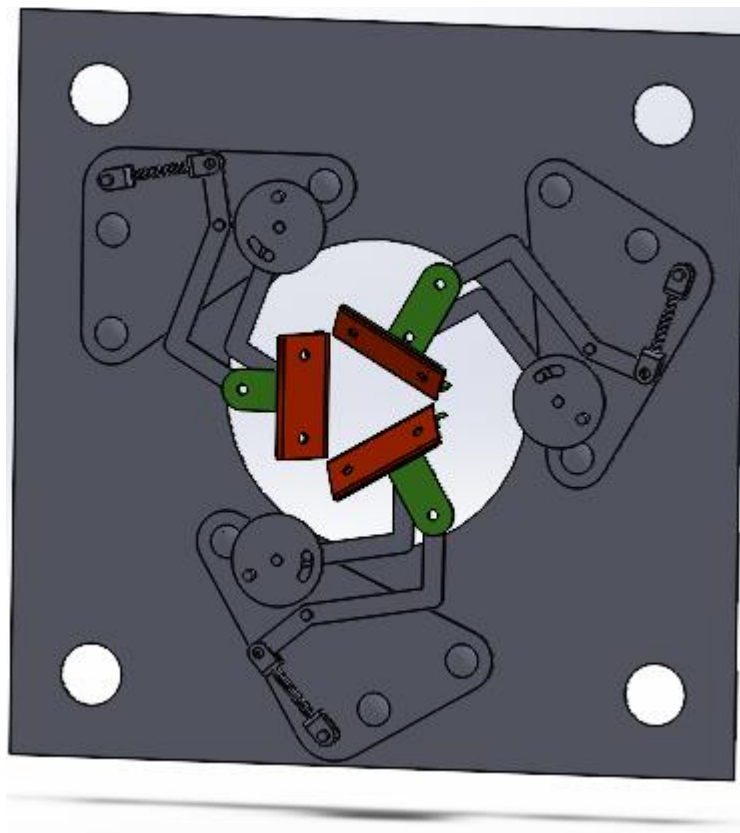
- Modelado:

Con los resultados arrojados en la fase de cálculos se genera un modelo simplificado de cada sistema que se construirán con el fin de probar la funcionalidad del diseño planteado.

Para el sistema de pelado, se conserva las características del montaje de un solo grupo de tres cuchillas de pelado, el cual representa uno de los cuatro pasos para remover la corteza de la yuca, quedando entonces:

#### Figura 54.

*Ensamble de cuchillas en el sistema de pelado*



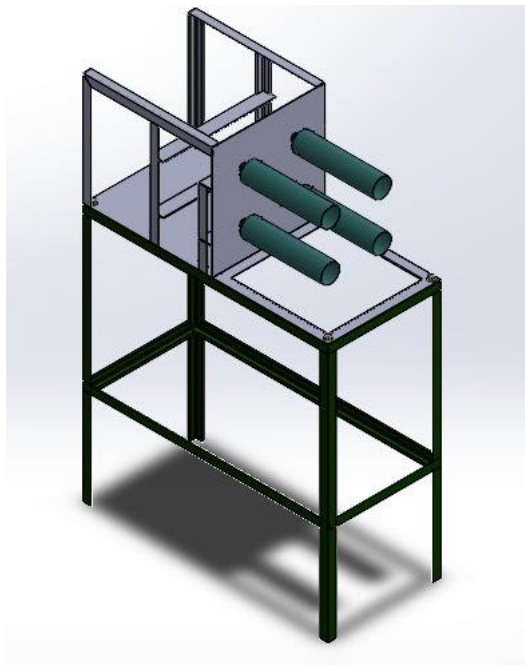
*Nota:* Elaboración propia

Para lograr que la yuca pase por el módulo, dos pares de rodillos con las dimensiones planteadas pasos atrás, son instalados junto al módulo, dos al frente y dos detrás, estos movidos a su vez por un sistema de poleas conectadas a un motor.

Debido a la simplificación del sistema, es necesario crear un bastidor que se acople a esto, por lo que se propone el mostrado a continuación.

**Figura 55.**

*Prototipo de los rodillos del sistema de pelado*

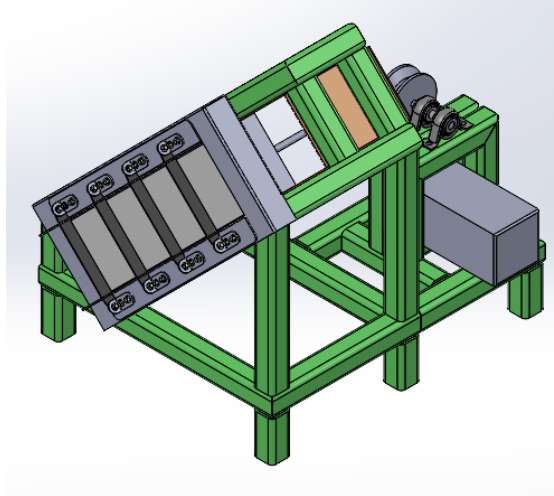


*Nota:* Elaboración propia

Del mismo modo, se genera un módulo de corte individual el cual consta de un canal de corte para el cual también se le adapta un bastidor especial así.

**Figura 56.**

*Prototipo del sistema de cortado*



*Nota:* Elaboración propia

### **3.1.4. Fase C: optimización de los parámetros de diseño.**

#### **3.1.4.1. Optimización del sistema.**

Teniendo la propuesta de los prototipos se inicia la construcción de los mismos, es en esta fase donde se detectan los inconvenientes que evitan el normal funcionamiento del sistema que se idealiza en los modelos CAD.

Se parte por solicitar la fabricación de las piezas no convencionales o estándar, usando una lámina de espesor 2mm y aplicando corte laser buscando que las partes replicadas en matriz fueran lo más idénticas posible, dando como resultado:

**Figura 57.**

*Componentes del prototipo del sistema de pelado fabricados por medio de corte laser*



*Nota:* Elaboración propia

Se generan los pliegues en las piezas que lo requerían, con esto hecho, se adquieren las piezas estándar como los tornillos, tuercas y resortes, dando paso al ensamble del módulo.

**Figura 58.**

*Ensamble de cuchillas en el sistema de pelado*



*Nota:* Elaboración propia

Para desplazar la yuca por entre el módulo de pelado, se utiliza, como se planteó anteriormente, un sistema de rodillos, que igualmente conservarían las dimensiones estipuladas en el proceso de diseño con la variable de tener que recurrir al acople de tres capas de espuma para lograr el diámetro deseado.

Sumado a esto se requiere de la adaptación de un cilindro metálico al que iría unido las capas de espuma, y el cual permitiría el montaje y desmontaje al eje de rotación por medio de tornillos prisioneros ocultos.

Debido a la fragilidad del material y su poco coeficiente de fricción, fue necesario agregar una cubierta de goma de alta densidad para corregir este inconveniente.

**Figura 59.**

*Prototipo del rodillo del sistema de pelado*



*Nota:* Elaboración propia

A continuación, se instala el sistema de transmisión, como se había mencionado, sería por medio de poleas, dando como resultado el siguiente montaje

**Figura 60.**

*Transmisión del prototipo del sistema de pelado*

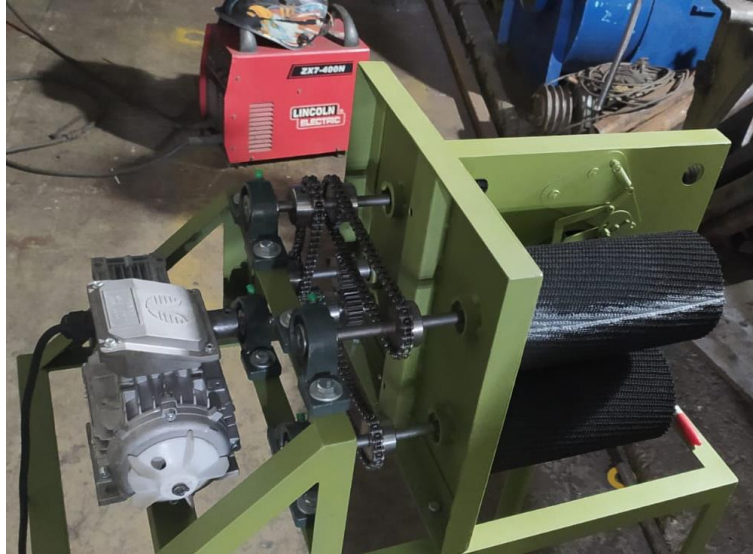


*Nota:* Elaboración propia

El sistema se pone a prueba sin carga dando un resultado favorable en el sentido y velocidad de giro del sistema. Al ser sometido a pequeñas cargas en oposición al movimiento, las poleas no ofrecen suficiente tracción por lo que deslizaba, se replantea la transmisión a un sistema de cadenas y piñones (apéndice H).

**Figura 61.**

*Prototipo del sistema de pelado.*



*Nota:* Elaboración propia

Para la construcción del sistema de cortado se dieron algunas mejoras desde el inicio, partiendo por el refuerzo de la corredera con dos ejes como guía para evitar inclinaciones al momento de generar fuerza sobre la yuca, la aplicación de ranuras en el bloque de polietileno con el fin de generar una salida completa de la yuca fuera del canal de corte, la geometría de la manivela y biela se reajustaron para una mejor manufacturabilidad y evitar conflictos debido a requerir de mayor precisión.

Al igual que el sistema de pelado, se solicitó el corte laser de las piezas no estándar usando una placa del mismo espesor.

**Figura 62.**

*Componentes del prototipo del sistema de cortado*



*Nota:* Elaboración propia

Finalmente se ensamblan todas las partes en sus bastidores individuales dando como resultado ambos módulos de pelado y corte como se muestra en la siguiente imagen.

**Figura 63.**

*Prototipo de la máquina peladora y cortadora de yuca.*



*Nota:* Elaboración propia

#### **3.1.4.2. Pruebas de prototipos.**

Construidos los módulos individuales, se someten a una serie de pruebas, iniciando por el pelado, el cual se describe en la tabla 11.

**Tabla 17.***Pruebas de pelado*

#	Tipo de prueba	Descripción de la prueba	Resultados
1	Pelado simple	Se procesa una unidad de yuca en la maquina.(Se pasa una única vez)	Pela o no
2	Pelado total	Consiste en pelar totalmente una unidad de yuca en la maquina	Numero de pasadas
3	Pelado continuo	Se procesa X unidades de yuca en la maquina	Trabajo constante
4	Pelado de otros vegetales	Consiste en pelar diferentes vegetales con formas similares las yucas	Pela o no

Estas pruebas se realizan con una muestra de 10 yucas y 3 apios identificadas por su diámetro y longitud, dichos resultados se muestran en las siguientes tablas.

**Tabla 18.***Caracterización de las yucas de prueba*

YUCA	LONGITUD (MM)	Diámetro Max (MM)	Diámetro Min (MM)
1	210	62	31
2	290	62	27
3	230	47	19
4	200	55	36

5	210	48	33
6	230	64	33
7	200	54	39
8	240	74	48
9	270	91	60

**Tabla 19.**

*Caracterización de los apios de prueba*

APIO	LONGITUD (MM)	Diámetro	
		Max (MM)	Min (MM)
1	250	64	22
2	180	52	22
3	170	65	33

**Figura 64.**

*Yucas y apios de prueba*



*Nota:* Elaboración propia

Una vez realizadas las pruebas, se diligencian los resultados en la tabla 34, la cual tiene resaltados tres de las muestras, esto debido a que las demás yucas no fueron capaces de pasar por el sistema por si solas.

Se realizan las demás pruebas únicamente con las muestras número 2, 8 y 9, se miden los perímetros y se comparan las longitudes peladas respecto al total.

**Tabla 20.***Resultados de pelado de yuca*

YUCA	LONGITUD (mm)	PELA	# DE PASOS	DIÁMETRO (mm)	PERÍMETRO (mm)	PERÍMETRO DE PELADO (mm)	% PELADO
1	210	NO	1	62	195	114	58,4%
2	290	SI	4	62	195	141	72,3%
3	230	NO	1	47	148	58	39,0%
4	200	NO	1	55	173	96	55,4%
5	210	NO	1	48	151	34	22,4%
6	230	NO	1	64	201	60	29,8%
7	200	NO	1	54	170	39	22,8%
8	240	SI	3	74	232	204	88,0%
9	270	SI	4	91	286	276	96,5%

**Figura 65.***Yucas peladas**Nota:* Elaboración propia

Para los apios el caso fue el mismo, no fueron capaces de atravesar el sistema por sí solos.

**Figura 66.***Resultados de pelado de apio*

APIO	LONGITUD (mm)	PELA	# DE PASOS	DIÁMETRO (mm)	PERÍMETRO (mm)	PERÍMETRO DE PELADO (mm)	% PELADO
1	250	NO	1	64	201	59	29,4%
2	180	NO	1	52	163	46	28,4%
3	170	NO	1	65	204	71	34,9%

**Figura 67.***Apios pelados**Nota:* Elaboración propia

Terminada la fase de pelado se procede con el corte, para esto se realiza otra serie de pruebas similares, estas pruebas se plantean en la tabla 16.

**Tabla 21.***Pruebas de corte*

# de prueba	Tipo de prueba	Descripción de la prueba	Resultados
1	Corte simple	Se procesa una unidad de yuca en la maquina	Corta o no
2	Corte continuo	Se procesa X unidades de yuca en la maquina	Corte constante
3	Corte de otros vegetales	Consiste en cortar diferentes vegetales con formas similares las yucas	Corta o no

Los resultados de esta fase se diligencian en las tablas 17 y 18, donde registra si fue o no cortada y la longitud del fragmento más largo, resultado del corte.

**Tabla 22.***Resultados de corte de yuca*

YUCA	CORTA	LONGITUD MAX (mm)	# DE PASOS
1	SI	110	1
2	SI	115	1
3	SI	130	1
4	SI	120	1
5	SI	125	1
6	SI	100	1
7	SI	110	1
8	SI	140	1
9	SI	120	1

**Tabla 23.***Resultados de corte de apio*

APIO	CORTA	LONGITUD MAX (mm)	# DE PASOS
1	SI	130	1
2	SI	150	1
3	SI	110	1

**3.1.4.3. Planos de diseño detallado y especificaciones.**

Como resultado de todo el proceso y usando los prototipos como referencia, se da a lugar a la máquina definitiva, dicha versión y sus planos detallados se encuentran en el apéndice H.

**4. Costos****4.1. Presupuesto para la construcción**

En la tabla 24 se presentan los costos estimados para la construcción de la máquina cortadora y peladora de yuca. Los rubros se dividieron en los costos asociados a la materia primera, los procesos de manufactura y las asesorías y o salarios de ingenieros y técnicos.

**Tabla 24.**

Presupuesto para la construcción de máquina peladora y cortadora de yuca

PRESUPUESTO				
MATERIAS PRIMAS				
ITEM	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANTIDAD	VALOR TOTAL
1	Cilindo de espuma 4"	\$ 15.250,00	16	\$ 244.000,00
2	Caucho de silicona para recubrimiento de rodillos	\$ 45.300,00	16	\$ 724.800,00
3	Cuchilla de acero 1070 60x30x15 mm filo 25°	\$ 30.000,00	12	\$ 360.000,00
4	Cuchilla de acero 1070 175x20x15 mm filo 25°	\$ 40.000,00	5	\$ 200.000,00
5	Chumaceras de 3/4" con 2"	\$ 15.549,00	1	\$ 15.549,00
6	Motor de 1 HP	\$ 872.000,00	2	\$ 1.744.000,00
7	Lamina de Acero 3460 1000x1000x2 mm	\$ 560.000,00	3	\$ 1.680.000,00
8	Tubería cuadrada 40x40 mm	\$ 15.600,00	12	\$ 187.200,00
9	Perfil en angulo de 25x25mm	\$ 15.600,00	12	\$ 187.200,00
10	Chumaceras de 1/2" con 2"	\$ 13.000,00	64	\$ 832.000,00
11	Rodamientos rigidos de bolas 20-25-12	\$ 24.000,00	8	\$ 192.000,00
12	Anillo de retención B27.7M - 3BM1-32	\$ 3.530,00	6	\$ 21.180,00
13	Sproket SC604-0.75P36	\$ 180.000,00	1	\$ 180.000,00
14	Sproket SC604-0.75P17	\$ 75.000,00	30	\$ 2.250.000,00
15	Engrane SC604-0.5	\$ 97.560,00	2	\$ 195.120,00
16	Barra plana de acero de 25x6x1000 mm	\$ 31.000,00	2	\$ 62.000,00
17	Barra cilíndrica de acero de 25x600 mm	\$ 60.420,00	18	\$ 1.087.560,00
18	Cadena 35B18 doble	\$ 84.500,00	16	\$ 1.352.000,00
19	Tomillo CR-THMS 0.19-32X0.25X0.25"	\$ 500,00	48	\$ 24.000,00
20	Tomillo BSC UNC Negro G8 1/4 x3/4"	\$ 300,00	32	\$ 9.600,00
21	Tomillo BSC UNC Negro G8 1/2 x1 3/4"	\$ 800,00	128	\$ 102.400,00
22	Tomillo BSC UNC Negro G8 3/8 x1/2"	\$ 300,00	32	\$ 9.600,00
23	Imprevistos (5%)	\$ 583.010,45	1	\$ 583.010,45
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 12.243.219,45</b>
PROCESOS DE MANUFACTURA				
ITEM	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANTIDAD	VALOR TOTAL
1	Corte laser de piezas	\$ 320.000,00	1	\$ 320.000,00
2	Bastidor	\$ 500.000,00	1	\$ 500.000,00
3	Ensamble de máquina	\$ 1.500.000,00	1	\$ 1.000.000,00
4	Torneado de piezas	\$ 300.000,00	1	\$ 300.000,00
5	Doblado de laminas	\$ 350.000,00	1	\$ 350.000,00
6	Fresado de piezas	\$ 300.000,00	1	\$ 300.000,00
8	Recubrimiento de rodillos	\$ 200.000,00	1	\$ 200.000,00
9	Imprevistos (5%)	\$ 148.500,00	1	\$ 148.500,00
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 3.118.500,00</b>
ASESORIA				
ITEM	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	CANTIDAD	VALOR TOTAL
1	Asesoría de director	\$ 1.000.000	1	\$ 1.000.000
2	Trabajo intelectual	\$ 1.400.000	1	\$ 1.400.000
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 2.400.000</b>
			<b>TOTAL</b>	<b>\$ 17.761.719,45</b>

#### 4.2. Tasa interna de retorno

Para calcular en cuanto tiempo se puede recuperar la inversión inicial empleada en la construcción de la máquina se establecen los siguientes rubros:

- Inversión inicial

A continuación, se presenta los diferentes gastos que constituyen la inversión inicial para iniciar con el negocio del procesamiento de las yucas en la tabla 25.

**Tabla 25.**

*Gastos que componen la inversión inicial*

Ítems	Valor Monetario
<b>Compra de maquinaria</b>	\$18'000.000
<b>Instalación y adecuación del local</b>	\$10'000.000
<b>Capital de trabajo</b>	\$20'7000.000
<b>Constitución legal e imprevistos</b>	\$3'000.000
<b>TOTAL</b>	\$51'700.000

Se asume un préstamo a un banco de cuota fija mensual con un interés del 12,5% anual para la mitad de esta inversión inicial a 5 años. La otra mitad será dada por inversionistas en el proyecto como capital de trabajo.

Se tiene entonces que la cuota mensual debe ser de:

$$A = P * \left[ \frac{i * (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \right] \quad (40)$$

Reemplazando se tiene que:

$$A = 23'000.000 * \left[ \frac{0.99 * (1 + 0.99)^{60}}{(1 + 0.99)^{60} - 1} \right]$$

$$A = \$510.228,67$$

- Costo de servicios públicos

Se asume que el consumo energético está asociada al funcionamiento de la máquina.

La máquina se encuentra en funcionamiento 8 horas al día, de lunes a sábado y consume 2 [hp] en total por lo cual se estima la energía consumida en 1 mes como:

$$E_m = Pot_m * Horas * Dias \quad (41)$$

Reemplazando con valores se tiene:

$$E_m = 1,49 [kW] * 8 \left[ \frac{h}{dia} \right] * 24 [dias]$$

$$E_m = 286 [kw * h]$$

Por último, se multiplica el costo del [kW\*h] para el sector industrial (E6) para el año 2022, el cual es de 707,56 [\$/kw\*h] (Comision deregulación de energia y gas , 2022). Se tiene entonces que el costo mensual de energía es de:

$$C_{em} = E_m * C_{kwh} \quad (42)$$

Reemplazando se tiene que:

$$C_{em} = 286 [kWh] * 707 \left[ \frac{\$}{kWh} \right]$$

$$C_{em} = \$ 202.000$$

Debido a que el consumo de agua para la máquina no fue determinado, se establece que el costo de este servicio ronda alrededor de los \$200.000.

Por último, se suman el costo de ambos servicios públicos. Se tiene entonces que:

$$C_{sp} = C_{em} + C_a \quad (43)$$

$$C_{sp} = \$200.000 + \$202.000$$

$$C_{sp} = \$400.000$$

- Salarios de trabajadores

Se asume que es necesario de 2 operadores con un SMLV para el correcto funcionamiento de la máquina. Se tiene como referencia el SMLV del año 2022 como punto inicial y se asume un factor de 1.65 para cubrir gastos extra en prestaciones de salud o bonos. Se tiene entonces que:

$$C_{sm} = SMLV * \#Empleados \quad (44)$$

Reemplazando se tiene:

$$C_{sm} = \$(1'000.000 * 2) * 1.65$$

$$C_{sm} = \$3'300.000$$

Por otro lado, se asume un salario para administrador de \$2'500.000 incluyendo prestaciones.

Se tiene entonces que el costo asociado a los salarios de los trabajadores es de:

$$C_{ST} = C_{sm} + C_{ad} \quad (45)$$

$$C_{ST} = \$3'300.000 + \$2'500.000$$

$$C_{ST} = \$5'800.000$$

- Arriendo

Se estima un arriendo constante en una zona alejada del centro urbano debido a que es una máquina agrícola. Se estima un costo constante mensual de \$750.000.

$$C_{arr} = \$750.000 \quad (46)$$

- Mantenimiento de la máquina

Se estima un precio aproximado constante anualmente de \$1'000.000 para el mantenimiento de ambas máquinas. Se tiene entonces que:

$$C_{ma} = \$1'000.000 \quad (47)$$

- Costo de materia prima

Se basa en el precio por kg de yuca sin procesar al cual se venden en las plazas mayoristas de Colombia. En promedio para el año 2022, el precio del kg de yuca ronda alrededor de los \$4000 pesos. Se establece el costo mensual necesario para comprar la materia prima, se tiene entonces que:

$$C_{mp} = C_{kg} * C_m * dias \quad (48)$$

Donde  $C_m$  es la capacidad de la máquina y  $C_{kg}$  es el costo por kilogramo de yuca sin procesar.

Reemplazando se tiene que:

$$C_{mp} = \$4000 * 2000 \left[ \frac{kg}{dia} \right] * 24 \left[ \frac{dias}{mes} \right] * 1 * [mes]$$

$$C_{mp} = \$192'000.000$$

- Precio de venta de la yuca procesada: Es posible establecer un precio de venta del producto procesado por un valor 75% superior al de su materia prima. Suponiendo que solo se pierda un 20% del producto procesado, se establece el ingreso al vender este producto, se tiene entonces que la ganancia mensual del producto será:

$$G_{mp} = G_{kg} * C_m * dias \quad (49)$$

Reemplazando se tiene que:

$$G_{mp} = [\$ (4000) * (1.75)] * \left[ 2000 \left[ \frac{kg}{dia} \right] * (0.8) \right] * 24$$

$$G_{mp} = \$268'800.000$$

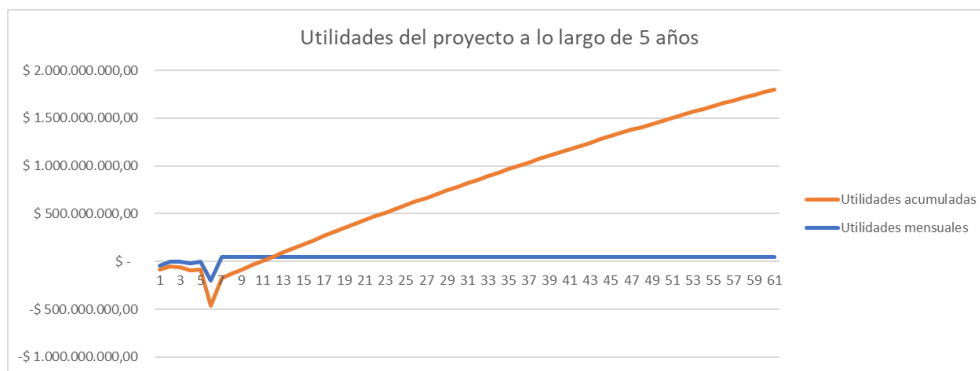
- Impuestos

Se asume que se deben pagar impuestos del 30% por las ganancias obtenidas al vender el producto procesado.

Se establece el grafico de ingresos y egresos a lo largo del tiempo como se muestra en la figura 68

**Figura 68.**

*Utilidades del proyecto a lo largo de 5 años.*



*Nota:* Elaboración propia

En la gráfica se puede observar que la inversión inicial puede ser recuperada alrededor de 13 meses después de iniciar el proyecto. Sin embargo, es necesario calcular la TIR para determinar si el proyecto es rentable al compararlo con una tasa mínima o de corte, libre de riesgos como lo puede ser un CDT, el cual puede llegar a generar una ganancia de hasta 11% anual.

Para ello se utiliza la fórmula de Excel con los valores de los flujos en todos los periodos a lo largo de 5 años. Los resultados se presentan en la tabla 26.

**Tabla 26.**

*Indicadores de evaluación financiera del proyecto.*

INDICADORES DE EVALUACIÓN FINANCIERA		
Indicador	RESULTADO	CRITERIO
Valor presente Neto	\$ 1.754.063.571,09	RECOMENDABLE Mayor que cero
TIR	14,56%	RECOMENDABLE, mayor que TIO (11%)

Se realiza un análisis similar al anterior, pero en vez de dejar el dinero en un CDT, se decide crear este negocio con 10 operadores en vez de comprar las maquinas. Por lo cual cambia el ítem de salarios, se tiene entonces que:

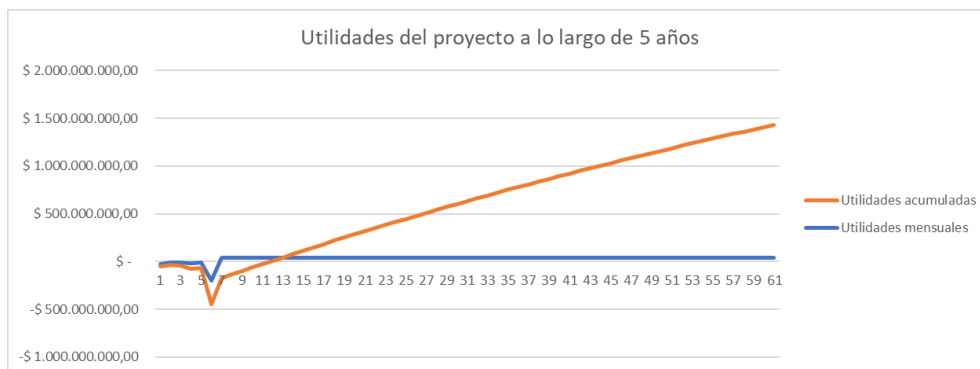
$$C_{sm} = \$(1'000.000 * 10) * 1.65$$

$$C_{sm} = \$16'500.000$$

Se establece el grafico de ingresos y egresos a lo largo del tiempo como se muestra en la figura 69.

**Figura 69.**

*Utilidades del proyecto a lo largo de 5 años sin la compra de las maquinas.*



*Nota:* Elaboración propia

En la gráfica se puede observar que la inversión inicial puede ser recuperada alrededor de 13 meses después de iniciar el proyecto. Sin embargo, es necesario calcular la TIR para determinar si el proyecto es rentable al compararlo con una tasa mínima o de corte, libre de riesgos como lo puede ser un CDT, el cual puede llegar a generar una ganancia de hasta 11% anual.

Para ello se utiliza la fórmula de Excel con los valores de los flujos en todos los periodos a lo largo de 5 años. Los resultados se presentan en la tabla .27

**Tabla 27.**

*Indicadores de evaluación financiera del proyecto sin la compra de maquinaria.*

INDICADORES DE EVALUACIÓN FINANCIERA		
Indicador	RESULTADO	CRITERIO
Valor presente Neto	\$ 1.391.246.104,89	RECOMENDABLE Mayor que cero
TIR	13,43%	RECOMENDABLE, mayor que TIO (11%)

Comparando los indicadores financieros de ambos proyectos se puede establecer que ambos serían rentables a lo largo de 5 años debido a que recuperan la inversión inicial en los primeros 13 meses de ejecución del proyecto.

Sin embargo, si el proyecto se realiza basándose en el uso de mano de obra humana para procesar las yucas el valor presente neto del proyecto disminuye aproximadamente en 1% de las ganancias, aunque no es un valor significativo, representa una mejora por los beneficios que representa para una empresa el no depender de tanta mano obrera, desde la confianza de un producto de calidad y estandarizado hasta las implicaciones de salud de los trabajadores.

## 5. Conclusiones

- La máquina es capaz de pelar hasta 2 toneladas de yuca por día.
- El sistema de pelado puede procesar las yucas con longitud igual o superior a 240 mm.
- Se requieren 4 módulos de pelado para retirar la totalidad de la cáscara.
- La máquina arroja secciones con longitud final de entre 100 a 140 mm.
- El proyecto es rentable con una TIR de 14,56% que superan la TIO por una diferencia de 3,56%, pero es un valor variable debido al cambio constante de los productos agrícolas en el mercado.
- La falta de recursos impidió la realización de un mayor número de pruebas al igual que dificultó la realización de simulaciones.
- Los residuos generados pueden ser retirados con facilidad para disponer de ellos como compostaje.

## 6. Observaciones

- Las yucas con cambios de sección bruscos no pueden ser peladas por completo.
- El amplio espacio en donde se deposita la yuca genera una inclinación significativa en los fragmentos cortados creando perfiles de pico en sus extremos.
- La superficie pelada no es uniforme ni continúa debido a las curvaturas que presenta la yuca y el ángulo de ataque de las cuchillas.

## 7. Recomendaciones

- Profundizar en la caracterización de la yuca para determinar las limitaciones reales de los sistemas de pelado y cortado, así como una selección más apropiada del consumo de potencia.
- Mejorar la selección de material que recubre los rodillos de potencia, debido a la necesidad de flexibilidad para tolerar los diferentes diámetros de las yucas, pero a su vez, tener la capacidad de transmitir la tracción de los rodillos hacia la yuca para que pase a través de las cuchillas.
- Reducir el ángulo de ataque en las cuchillas de pelado para un mejor acabado superficial de la yuca y evitar la pérdida de material, así como el atascamiento de las yucas en las estaciones de pelado.
- Reducir el espacio donde se deposita la yuca para evitar que se recueste y no pueda ser cortada por las cuchillas cuando el cabezal del pistón la empuje.
- Implementar mejoras en el punto de apoyo de los brazos que soportan las cuchillas de pelado para disminuir o eliminar la fricción que este presenta.
- Implementar un sistema de extracción de los residuos que caen producto del proceso de pelado.

### Bibliografía

Alarcón M., F., & Dufour, D. (1998). *Almidon Agrico de Yuca en Colombia*. Cali: CIAT.

Askeland, R. D., Fulay, P. P., & Wright, W. J. (1984). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. CENGAGE Learning.

Barona Ramírez, S. M. (2015). *TECNOLOGÍAS PARA LA PARAFINACIÓN Y EL ENCERADO DE RAÍCES FRESCAS DE YUCA*.

Bernard J., H., Bo-O, J., & Steven R., S. (1999). *Elementos de Máquinas*. México, D.F.: MCGRAW-HILL.

Cabezas Casco, E. A. (23 de Junio de 2017). *Diseño y construcción de un molino de bolas para aplicaciones de pulvimetalurgia en los laboratorios de ingeniería mecánica de la facultad de ingeniería civil y mecánica de la universidad técnica de Ambato. Diseño y construcción de un molino de bolas para aplicaciones de pulvimetalurgia en los laboratorios de ingeniería mecánica de la facultad de ingeniería civil y mecánica de la universidad técnica de Ambato*. Ambato, Ecuador.

Caiza, D. S., & Sanguna Vásquez, P. A. (2016). *Diseño y construcción de una máquina para realizar cortes de alimentos en formas variadas con capacidad de 20kg/h, con dosificación controlada destinada a la industria alimenticia*. Quito.

Carvi. (2002). *Grupo Carvi*. Obtenido de <https://www.grupocarvi.com/es/noticias>

Comision deregulación de energía y gas . (Enero de 2022). *Tarifas de energía eléctrica año 2022*.

Obtenido de <https://www.enel.com.co/content/dam/enel-co/esp%C3%B1ol/personas/1-17-1/2022/tarifario-enero-2022.pdf>

Germán, H. A. (2020). *DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO AUTOMATIZADO PARA EL PELADO DE PLÁTANO VERDE EN EL EMPRENDIMIENTO DE UN NEGOCIO*. LATACUNGA – ECUADOR.

Gómez Rodríguez, J., & Herrera Peña, D. G. (2016). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA LAVADORA Y UN TRANSPORTADOR DE ALIMENTACIÓN PARA UNA LÍNEA DE PROCESAMIENTO DE CROQUETAS DE YUCA*. Bogotá D.C. Obtenido de <http://repository.udistrital.edu.co/bitstream/11349/5324/1/G%C3%B3mezRodr%C3%ADguezJohnnier2017.pdf>

HEPRO®. (2014). UNIVERSAL-SCHÄLMASCHINE HEPRO® UP-8000. 2.

HONOR PACK. (2020). *HONOR PACK*. Obtenido de <https://honorpack.com/es/ensavadora-automatica/>

Ibarra Balarezo, S. A. (2016). Diseño y simulacion de un secador tambor para disminuir el contenido de humedad en residuos de madera y ser aprovechados como bio-combustible. *Diseño y simulacion de un secador tambor para disminuir el contenido de humedad en residuos de madera y ser aprovechados como bio-combustible*. Quevedo, Ecuador.

LESSMANN. (2020). *LESSMANN THE GERMAN BRUSH COMPANY*. Obtenido de [https://www.lessmann.com/pdf/es/10\\_Tellerbuersten\\_es.pdf](https://www.lessmann.com/pdf/es/10_Tellerbuersten_es.pdf)

Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. (2015). *MADR Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural*. Obtenido de <https://www.minagricultura.gov.co/>

Ministerio de Salud y Proteccion Social. (22 de Julio de 2013). Resolucion 2674 de 2013. Bogota, Bogota D.C, Colombia.



Y. B., M., S.T., K., & D. H., K. (2005). Development of the Altari Radish Pre-processing System for Kimchi Production (II) Optimum Cutter Shape for Pale Peling. *Journal of Biosystems Eng.*, 161-165.

## Apéndices

### Apéndice A.

*Código EES de potencia de máquina para pelado*

#### Modelo simple

"Código de potencia de peladora"

"Factor de fuerza"

$$F=0,977+0,008803*d*1000$$

"Geometría factor de fuerza"

$$t\_cas=d/2*(1-\cos(\theta/2))$$

$$t\_co=d*\sin(\theta/2)$$

"Fuerza de corte"

$$F_c=F*t\_co*1000$$

"Componentes del vector Fuerza"

$$F_x=F_c*\cos(\gamma)$$

$$F_y=F_c*\sin(\gamma)$$

$$F_z=0$$

"Torque del rodillo"

$$T_r=F_x*d/2$$

"Velocidad de banda"

$$V_B=L_m/t_p$$

"Velocidad angular"

$$\theta_b=V_B*2/d$$

$$RPM_b=\theta_b*C2$$

"Potencia del motor"

$$\text{Pot} = T_r * \text{theta}_b$$

"Datos"

$$d = 0,1 \text{ [m]}$$

$$\text{gamma} = 40$$

$$t_{\text{cas}} = 2/1000 \text{ [m]}$$

$$N_e = 4$$

$$L_e = 0,2 \text{ [m]}$$

$$t_p = 16,5$$

"Constantes de conversión"

$$C2 = \text{Convert}(\text{rad/s}; \text{rpm})$$

**Apéndice B.**

Resultados para un valor de  $t=2\text{mm}$

**Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg**

$$C2 = 9,549$$

$$d = 0,1 \text{ [m]}$$

$$F = 1,857$$

$$F_c = 52 \text{ [N]}$$

$$F_x = 39,84$$

$$F_y = 33,43$$

$$F_z = 0$$

$$\gamma = 40$$

$$L_e = 0,2 \text{ [m]}$$

$$L_m = 0,8 \text{ [m]}$$

$$N_e = 4$$

$$\text{Pot} = 1,932 \text{ [W]}$$

$$\text{RPM}_b = 9,26 \text{ [rpm]}$$

$$\theta = 32,52$$

$$\theta_b = 0,9697 \text{ [rad/s]}$$

$$t_{\text{cas}} = 0,002 \text{ [m]}$$

$$t_{\text{co}} = 0,028$$

$$t_p = 16,5$$

$$T_r = 1,992 \text{ [N*m]}$$

$$T_{\text{rd}} = 16,5 \text{ [s]}$$

$$V_B = 0,04848 \text{ [m/s]}$$

10 potential unit problems were detected.

Check Units

Calculation time = ,0 sec.

**Apéndice C.***Código EES de resistencia de eje Motriz***"ECUACIONES DE POTENCIA"****"Fuerzas en BG"**

$$F1=2*\tau_b/D_b$$

$$m_{bg}=D_b/D_g$$

$$m_{bg}=\omega_g/\omega$$

$$\tau_b=Pot_B/\omega$$

$$Eff_p=Pot_B/Pot_M$$

$$\tan(\phi)=(D_b-D_g)/(2*Di_c)$$

$$F1y=-F1*\cos(\phi)$$

$$F1z=F1*\sin(\phi)$$

**"Fuerzas en DI"**

$$F3=2*\tau_d/D_d$$

$$\tau_d=Pot_D/\omega$$

$$F3z=-F3$$

**"Potencia"**

$$Pot_C=Pot_B-Pot_D-Pot_R$$

$$Pot_C=Pot_D$$

**"Engranaje CH"**

$$Ft=2*\tau_c/D_c$$

$$\tau_c=Pot_c/\omega$$

$$Fr=Ft*\tan(\phi_c)$$

$$F2y=Ft$$

$$F2z=Fr$$

"Rodillo F"

$$F4=2*\tau\_F/D\_f$$

$$\tau\_F=Pot\_R/\omega$$

$$F4Z=F4$$

$$F4Y=-33,03$$

"ECUACIONES DE EQUILIBRIO"

"Sumatoria en y"

$$-Fay-Fey+F2y+F1y+F4y=0$$

"Sumatoria en z"

$$-Faz+Fez+F1z+F2z+F3z+F4z=0$$

"Sumatoria de momentos en A"

$$F1y*xa+F2y*(xa+xb)-Fey*(xa+xb+xc+xd)+F4Y*(xa+xb+xc+xd+xe+xf)=0$$

$$F1z*xa+F2z*(xa+xb)+F3z*(xa+xb+xc)+Fez*(xa+xb+xc+xd)+F4z*(xa+xb+xc+xd+xe+xf)=0$$

"Características de los componentes"

"MOTOR"

$$POT\_m=372,85$$

$$rpm\_M=60$$

$$\omega\_g=rpm\_M*(\pi/30)$$

"EFICIENCIAS DE TRANSMISION"

$$Eff\_p=0,8$$

$$Eff\_e=0,8$$

"PIÑONES BG"

$$D_i_c=0,2$$

$$D_g=0,055$$

$$m_{bg}=3$$

"ENGRANES CH"

$$D_c=0,075$$

$$\phi_c=20$$

"PIÑONES DI"

$$D_d=0,075$$

"RODILLOS"

$$Pot_R=6,38$$

$$D_f=0,11$$

"DISTANCIAS EN EL EJE"

$$x_a=7$$

$$x_b=7$$

$$x_c=7$$

$$x_d=7$$

$$x_e=2$$

$$x_f=25/2$$

**Apéndice D.***Diagrama de momento flector plano XY***"Funciones IF"**

FUNCTION funA(x;s1)

if (x&gt;s1) then

q1=(x-s1)

else

q1=0

endif

funA=q1

end

FUNCTION funB(x;s2)

if (x&gt;s2) then

q2=(x-s2)

else

q2=0

endif

funB=q2

end

FUNCTION funC(x;s3)

if (x&gt;s3) then

q3=(x-s3)

else

q3=0

```
endif
```

```
funC=q3
```

```
end
```

```
FUNCTION funD(x;s4)
```

```
if (x>s4) then
```

```
q4=(x-s4)
```

```
else
```

```
q4=0
```

```
endif
```

```
funD=q4
```

```
end
```

```
FUNCTION funE(x;s5)
```

```
if (x>s5) then
```

```
q5=(x-s5)
```

```
else
```

```
q5=0
```

```
endif
```

```
funE=q5
```

```
end
```

```
FUNCTION funF(x;s6)
```

```
if (x>s6) then
```

```
q6=(x-s6)
```

```
else
```

q6=0

endif

funF=q6

end

"Delcaracion de variables para los IF"

q1=funA(x;s1)

q2=funB(x;s2)

q3=funC(x;s3)

q4=funD(x;s4)

q5=funE(x;s5)

q6=funF(x;s6)

"Variables para variables"

q1=F1

q2=F2

q3=F3

q4=F4

q5=F5

q6=F6

"Distancias"

xa=7/100

xb=7/100

xc=7/100

xd=7/100

$$x_e = 14,5/100$$

"Distancias en las expresiones especiales"

$$s_1 = 0$$

$$s_2 = x_a$$

$$s_3 = x_a + x_b$$

$$s_4 = x_a + x_b + x_c$$

$$s_5 = x_a + x_b + x_c + x_d$$

$$s_6 = x_a + x_b + x_c + x_d + x_e$$

"Fuerzas en los puntos "

$$r_{ya} = 300$$

$$r_{yb} = 1659$$

$$r_{yc} = 1853$$

$$r_{yd} = 0$$

$$r_{ye} = 461,6$$

$$r_{yf} = 33,03$$

"Evaluación de momento flector"

$$M_{yx} = r_{ya} * F_1 - r_{yb} * F_2 + r_{yc} * F_3 + r_{yd} * f_4 - r_{ye} * f_5 - r_{yf} * F_6$$

**Apéndice E.***Diagrama de momento flector plano XZ***"Funciones IF"**

FUNCTION funA(x;s1)

if (x&gt;s1) then

q1=(x-s1)

else

q1=0

endif

funA=q1

end

FUNCTION funB(x;s2)

if (x&gt;s2) then

q2=(x-s2)

else

q2=0

endif

funB=q2

end

FUNCTION funC(x;s3)

if (x&gt;s3) then

q3=(x-s3)

else

q3=0

```
endif
```

```
funC=q3
```

```
end
```

```
FUNCTION funD(x;s4)
```

```
if (x>s4) then
```

```
q4=(x-s4)
```

```
else
```

```
q4=0
```

```
endif
```

```
funD=q4
```

```
end
```

```
FUNCTION funE(x;s5)
```

```
if (x>s5) then
```

```
q5=(x-s5)
```

```
else
```

```
q5=0
```

```
endif
```

```
funE=q5
```

```
end
```

```
FUNCTION funF(x;s6)
```

```
if (x>s6) then
```

```
q6=(x-s6)
```

```
else
```

q6=0

endif

funF=q6

end

"Declaración de variables para los IF"

q1=funA(x;s1)

q2=funB(x;s2)

q3=funC(x;s3)

q4=funD(x;s4)

q5=funE(x;s5)

q6=funF(x;s6)

"Variables para variables"

q1=F1

q2=F2

q3=F3

q4=F4

q5=F5

q6=F6

"Distancias"

xa=7/100

xb=7/100

xc=7/100

xd=7/100

$$x_e = 14,5/100$$

"Distancias en las expresiones especiales"

$$s_1 = 0$$

$$s_2 = x_a$$

$$s_3 = x_a + x_b$$

$$s_4 = x_a + x_b + x_c$$

$$s_5 = x_a + x_b + x_c + x_d$$

$$s_6 = x_a + x_b + x_c + x_d + x_e$$

"Fuerzas en los puntos "

$$r_{ya} = 188,2$$

$$r_{yb} = 457,7$$

$$r_{yc} = 676,4$$

$$r_{yd} = 1858$$

$$r_{ye} = 857$$

$$r_{yf} = 55,39$$

"Evaluación de momento flector"

"Evaluación de deflexión en el tambor"

$$M_{yx} = -r_{ya} * F_1 + r_{yb} * F_2 + r_{yc} * F_3 - r_{yd} * f_4 + r_{ye} * f_5 + r_{yf} * F_6$$

**Apéndice F.***Fatiga del eje***"Cargas aplicadas"**

$$\sigma_z = 32 * M_z / (\pi * d^3)$$

$$\sigma_y = 32 * M_y / (\pi * d^3)$$

$$\tau_{xy} = 16 * M_{xy} / (\pi * d^3)$$

**"Momentos de sección"**

$$M_z = 8,68$$

$$M_y = 4,76$$

$$M_{xy} = 3,5$$

$$S_y = 345 * 10^6$$

$$\{d = 20/1000\}$$

$$N_1 = s_y / (\text{SIGMA}_1 * k_f s)$$

$$N_2 = s_y / (\sigma_2 * k_f s)$$

**"FATIGA"**

$$S_e = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_{ut} = 552 * 10^6$$

$$S_e = K_l * K_s * K_d * K_c * K_m * K_t * S_{es}$$

**"Factor de carga"**

$$K_l = 0,76$$

**"factor de acabado superficial"**

$$k_s = 0,6$$

**"Factor de tamaño"**

$$K_d = 0,9$$

**"Factor de confiabilidad"**

$$K_c = 0,836$$

**"Factor de miscelaneas"**

$$K_m = 1,1 * 1,6 * 1,19 * 0,8$$

**"Factor de temperatura"**

$$K_t = 1$$

**"Concentrador de esfuerzo para fatiga"**

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

$$K_{fs} = 1 + q_1 * (k_{ts} - 1)$$

$$q = 1 / (1 + a / \sqrt{r_e})$$

$$q_1 = 1 / (1 + a_1 / \sqrt{r_e})$$

$$k_t = 2,38$$

$$k_{ts} = 3$$

$$a = 0,1$$

$$a_1 = 0,06$$

$$w_i = \pi / 2$$

$$r_e = 0,160$$

**"MISSES-GOODMAN"**

$$1/N = \sqrt{((\sigma_m / S_{ut} + K_F * \sigma_a / S_e)^2 + 3 * (\tau_m / S_{ut} + K_{Fs} * \tau_a / S_e)^2)}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$$

$$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min}) / 2$$

$$\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min}) / 2$$

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2}$$

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$$

$$M_R = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$$

$$\tau_{\max} = \tau_{xy}$$

$$\tau_{\min} = -\tau_{xy}$$

**Apéndice G.***Potencia de máquina cortadora***Modelo simple****"Código de potencia de cortadora"****"Fuerza de corte"**

$$F_c = 10 * 9,81 * N_c$$

**"Ecuaciones de tiempo"**

$$T_t = T_g + T_{ca}$$

**"VELOCIDAD DEL MBC"**

$$V_{ca} = S_1 / T_{ca}$$

**"Velocidad de caída"**

$$V_y = g * T_g$$

$$V_y = \sqrt{2 * g * h}$$

$$h = L_{caida} * \cos(\alpha)$$

**"Potencia del motor"**

$$Pot = F_c * V_{ca}$$

**"Datos"**

$$d = 0,1 \text{ [m]}$$

$$t_{cas} = 100/1000 \text{ [m]}$$

$$L_d = 0,12 \text{ [m]}$$

$$N_c = 4$$

$$N_y = 6$$

$$T_t = 16,5$$

$$\alpha = 45$$

$$g=9,81$$

$$L\_Caida=0,4$$

$$S1=0,15$$

"Constantes de conversion"

$$C1=Convert(h;min)$$

**Apéndice H.**

- *Cálculo de espesor de piñones del sistema de pelado.*

Es necesario calcular el espesor de dientes de los piñones para asegurarse de que puedan transmitir la potencia del motor a los ejes. Para ello se utilizan las fórmulas del libro de Hamrock capítulo 14 y 15. Primero se halla el esfuerzo por flexión máximo recomendado por la AGMA mediante la siguiente ecuación

$$\sigma_{t,all} = \frac{S_t}{n_s} * \frac{Y_N}{K_T * K_R} \quad (50)$$

Donde:

$S_t$  es la resistencia a flexión permisible

$n_s$  es el factor de seguridad

$Y_N$  es el factor de ciclos por flexión

$$Y_N = 1.355 * N^{-0.0178} \quad (51)$$

Se espera que la máquina tenga una vida de  $10^7$  ciclos o vida infinita, reemplazando se tiene que:

$$Y_N = 1.355 * 10^{7-0.0178}$$

$$Y_N = 1.018$$

$K_t$  es el factor de temperatura

Como se espera que la temperatura no supere los  $120^\circ\text{C}$ , se establece el factor de temperatura con un valor de 1

$$K_t = 1$$

$K_r$  es el factor de confiabilidad

Para esta máquina se elige una confiabilidad del 99.9% según la tabla 14.6 del libro de Hamrock se debe establecer un factor de confiabilidad de 1.25.

**Tabla 28.**

*Tabla de factor de confiabilidad para engranes*

**Table 14.6** Reliability factor  $K_R$

Probability of survival, percent	Reliability factor <sup>a</sup> $K_R$
50	0.70 <sup>b</sup>
90	0.85 <sup>b</sup>
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

<sup>a</sup>Based on surface pitting. If tooth breakage is considered a greater hazard, a larger value may be required.  
<sup>b</sup>At this value plastic flow may occur rather than pitting.  
SOURCE: [From AGMA 2101-C95 (1999).]

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Del libro de Hamrock se establecen los valores de dureza y resistencia a la flexión y cortante del material del cual están hechos los piñones. De la tabla se tiene entonces que:

**Tabla 29.**

*Materiales para la fabricación de engranes y sus principales propiedades mecánicas*

**Table 14.5** Allowable bending and contact stresses for selected gear materials

Material designation	Grade	Typical hardness <sup>a</sup>	Allowable Bending Stress $S_t$		Allowable Contact Stress $S_c$	
			lb/in <sup>2</sup>	MPa	lb/in <sup>2</sup>	MPa
<b>Steel</b>						
Through-hardened	1	—	See Fig. 14.24(a)		See Fig. 14.25	
	2	—	See Fig. 14.24(a)		See Fig. 14.25	
Carburized and hardened	1	55-64 HRC	55,000	380	180,000	1240
	2	58-64 HRC	65,000 <sup>b</sup>	450 <sup>b</sup>	225,000	1550
	3	58-64 HRC	75,000	515	275,000	1895
Nitrided and through-hardened	1	83.5 HR15N	See Fig. 14.24(a)		150,000	1035
	2	—	See Fig. 14.24(a)		163,000	1125
Nitralloy 135M and Nitralloy N, nitrided	1	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		170,000	1170
	2	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		183,000	1260
2.5% Chrome, nitrided	1	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		155,000	1070
	2	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		172,000	1185
	3	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		189,000	1305
<b>Cast Iron</b>						
ASTM A48 gray cast iron, as-cast	Class 20	—	5,000	34.5	50,000-60,000	345-415
	Class 30	174 HB	8,500	59	65,000-75,000	450-520
	Class 40	201 HB	13,000	90	75,000-85,000	520-585
ASTM A536 ductile (nodular) iron	60-40-18	140 HB	22,000-33,000	150-230	77,000-92,000	530-635
	80-55-06	179 HB	22,000-33,000	150-230	77,000-92,000	530-635
	100-70-03	229 HB	27,000-40,000	185-275	92,000-112,000	635-770
	120-90-02	269 HB	31,000-44,000	215-305	103,000-126,000	710-870
<b>Bronze</b>						
$S_{ut} > 40,000$ psi ( $S_{ut} > 275$ GPa)			5700	39.5	30,000	205
$S_{ut} > 90,000$ psi ( $S_{ut} > 620$ GPa)			23,600	165	65,000	450

<sup>a</sup>Hardness refers to case hardness unless through-hardened.  
<sup>b</sup>70,000 psi (485 MPa) may be used if bainite and microcracks are limited to grade 3 levels.  
 SOURCE: Adapted from AGMA 2001 (1999).

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Se asume que el material de los piñones es acero carbonizado y endurecido de grado 1, por lo cual las propiedades de dureza, resistencia al esfuerzo flexor y resistencia al esfuerzo cortante serán:

$$S_t = 380 [MPa]$$

$$S_c = 1240 [MPa]$$

$$HRC = 55$$

Con estos valores es posible hallar la resistencia al esfuerzo flexión. Se tiene entonces:

$$\sigma_{t,all} = \frac{380}{1.5} * \frac{1.018}{1 * 1.25}$$

$$\sigma_{t,all} = 206 [MPa]$$

Posteriormente se calcula el esfuerzo a cortante máximo recomendado por la AGMA mediante la siguiente ecuación

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c Z_n C_H}{n_s K_T K_R} \quad (52)$$

Donde:

$S_c$  es la resistencia por cortante permisible

$n_s$  factor de seguridad

$Z_n$  es el factor de ciclaje por cortante

$$Z_N = 2,466 * N^{-0.056}$$

Se espera que la máquina tenga una vida de  $10^7$  ciclos o vida infinita, reemplazando se tiene que:

$$Z_N = 2,466 * N^{-0.056}$$

$$Z_N = 1$$

$K_T$  es el factor de temperatura

Como se espera que la temperatura no supere los  $120^\circ\text{C}$ , se establece con un valor de 1

$$K_T = 1$$

$K_R$  es el factor de confiabilidad

Para esta máquina se elige una confiabilidad del 99.9% según la tabla 14.6 del libro de Hamrock se debe establecer un factor de confiabilidad de 1.25.

$$K_R = 1.25$$

$C_H$  es el factor de grado de endurecimiento

$$C_H = 1 + A_{prima} * (g_r - 1) \quad (53)$$

Se establece que el valor de la constante A prima depende de la dureza de los piñones como se muestra en las ecuaciones.

**Figura 70.**

*Condiciones para hallar el valor de la constante A' en el cálculo del factor de grado de endurecimiento.*

$$A' = \begin{cases} 0 & \frac{HB_P}{HB_G} < 1.2 \\ (8.98 \times 10^{-3}) \left( \frac{HB_P}{HB_G} \right) - 8.29 \times 10^{-3} & 1.2 \leq \frac{HB_P}{HB_G} \leq 1.7 \\ 0.00698 & \frac{HB_P}{HB_G} > 1.7 \end{cases} \quad (14.46)$$

where  $HB_P$  = Brinell hardness of pinion  
 $HB_G$  = Brinell hardness of gear

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Se considera el material de los piñones iguales, por lo tanto, A prima será cero. De esta forma Ch tiene un valor de 1.

$$CH = 1$$

Con estos valores es posible hallar la resistencia al esfuerzo cortante. Se tiene entonces:

$$\sigma_{c,all} = \frac{1240}{1.5} \frac{1 * 1}{1 * 1.25}$$

$$\sigma_{c,all} = 661 [MPa]$$

Luego se halla el esfuerzo a flexión al que está sometido el diente mediante la ecuación

$$\sigma_t = \frac{W_t p_d K_a K_s K_m K_v K_i K_b}{b_w Y_j} \quad (54)$$

Se procede a calcular o establecer el valor de cada una de las constantes de la ecuación vv.

$W_t$  es la carga transmitida

$p_d$  es el diámetro perimetral

$K_a$  es el factor de aplicación de la carga

$K_s$  es el factor de tamaño

$K_m$  es el factor de distribución de la carga

$K_i$  es el factor de indentación

$K_b$  es el factor de espesor

Como se espera que la carga en la máquina sea uniforme, pero a la vez intensa, se establece un valor de 1.3 para el factor de aplicación de carga según la tabla 14.8 del libro de Hamrock

### Tabla 30.

*Diferentes valores para el factor de carga aplicada sobre los engranes*

Table 14.8 Application factor as function of driving power source and driven machine

Power Source	Driven Machines			
	Uniform	Light Shock	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate shock	1.30	1.70	2.00	2.75

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Se establece que el factor de tamaño es de 1 por

$$K_m = 1 + C_{mc}C_{pf}C_{pm} C_{ma}C_e \quad (55)$$

Se procede a calcular cada una de las constantes que componen el factor de distribución de carga.

Se establece que la constante de corrección de carga vale 1 para dientes sin corona.

$$C_{mc} = 1$$

En el caso de la constante de proporcionalidad del piñón se empieza iterando con un espesor de diente de 30 mm

$$C_{pf} = \frac{b_w}{10 * dp} - 0.0375 + 0.000492 * b_w \quad (56)$$

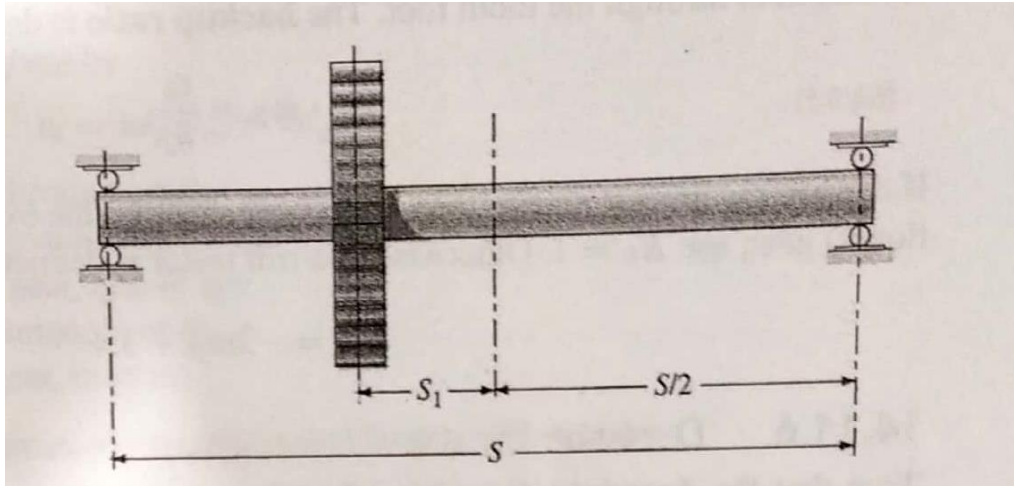
$$C_{pf} = \frac{30}{10 * 100} - 0.0375 + 0.000492 * 30$$

$$C_{pf} = 0.00726$$

A su vez se establece la constante de proporcionalidad de posición del piñón en función de las distancias de los rodamientos al piñón como se muestra en la figura 61 tomada del Hamrock

**Figura 71.**

*Evaluación de las distancias  $S$  y  $S_1$ .*



*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Basado en la figura anterior, se puede establecer la constante del modificador de la proporcionalidad de montaje del piñón como

$$C_{pm} = 1.1$$

Según la alineación del piñón y los rodamientos, se establece una constante de alineación de 0.8 porque el piñón es ajustado al ensamble.

$$C_e = 0.8$$

$$C_{ma} = A_z + b_z * b_w + c_z * b_w^2$$

(57)

Para determinar las constantes que conforman el factor de alineamiento de la malla se elige que los piñones serán comerciales y se toman los valores que se muestran en la figura 14.33

**Tabla 31.**

*Valores de las constantes del factor de alineamiento de malla según la condición de los engranes*

If  $b_w$  is in millimeters:

Condition	A	B	C
Open gearing	0.247	$6.57 \times 10^{-4}$	$-1.186 \times 10^{-7}$
Commercial enclosed gears	0.127	$6.22 \times 10^{-4}$	$-1.69 \times 10^{-7}$
Precision enclosed gears	0.0675	$5.04 \times 10^{-4}$	$-1.44 \times 10^{-7}$
Extra-precision enclosed gears	0.000360	$4.02 \times 10^{-4}$	$-1.27 \times 10^{-7}$

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Según el diámetro del engrane se tiene que los valores de las constantes son:

$$C_{ma} = 0.127 + 6.22 * 10^{-4} * 30 - 1.69 * 10^{-7} * 30^2$$

$$C_{ma} = 0.127$$

Reemplazando todas las constantes por sus valores se obtiene que:

$$K_m = 1 + 0.8 * 0.00726 * 1.1 * 0.127 * 0.8$$

$$K_m = 1.001$$

$K_v$  es el factor dinámico. Se procede a calcular las constantes que permiten determinar este factor.

$$K_v = \left( \frac{(a_v + c_v * \sqrt{v_T})}{a_v} \right)^{b_v} \quad (58)$$

Para hallar el valor de esta constante es necesario conocer el valor de la constante  $Q_v$  que es el número de nivel de precisión de la transmisión. Se puede establecer según las características de la máquina de la tabla 14.4 del libro de Hamrock

**Tabla 32.**

*Factor de calidad dependiendo del tipo de aplicación.*

Table 14.4 Quality index  $Q_v$  for various applications

Application	Quality index $Q_v$
Cement mixer drum driver	3-5
Cement kiln	5-6
Steel mill drives	5-6
Corn pickers	5-7
Punch press	5-7
Mining conveyor	5-7
Clothes washing machine	8-10
Printing press	9-11
Automotive transmission	10-11
Marine propulsion drive	10-12
Aircraft engine drive	10-13
Gyroscope	12-14

Pitch Velocity		Quality index $Q_v$
ft/min	m/s	
0-800	0-4	6-8
800-2000	4-10	8-10
2000-4000	10-20	10-12
>4000	>20	12-14

1 SOURCE: Mott (1999)

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Según la velocidad lineal que tiene el engranaje se establece un índice de calidad con un valor de

8.

$$a_v = 50 + 56 * (1 - b_v) \quad (59)$$

$$b_v = 0.25 * (12 - q_v)^{0.667} \quad (60)$$

$$c_v = \sqrt{200} \quad (61)$$

Reemplazando en las ecuaciones anteriores se tiene que:

$$b_v = 0.25 * (12 - 8)^{0.667}$$

$$b_v = 0.63$$

$$a_v = 50 + 56 * (1 - 0.63)$$

$$a_v = 70.71$$

Reemplazando en la ecuación del factor dinámico se obtiene que:

$$K_v = \left( \frac{(70.71 + 14.14 * \sqrt{0.62})}{70.71} \right)^{0.63}$$

$$K_v = 1.097$$

Después de hallar los valores de las constantes, se reemplazan en la ecuación 40, se tiene entonces que:

$$\sigma_t = \frac{592.1 * (150) * 1.3 * 1 * 1.001 * 1.097 * 1 * 1}{0.003 * 0.2}$$

$$\sigma_t = 360 [MPa]$$

También se halla el esfuerzo a cortante al que está sometido el diente mediante la siguiente ecuación

$$\sigma = E' \left( \frac{K' K_a K_s K_m K_v}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (62)$$

$E'$  es el módulo de elasticidad efectivo

$$E' = \frac{2}{\frac{1 - \nu_a^2}{Ea} - \frac{1 - \nu_b^2}{Eb}} \quad (63)$$

$W'$  es la carga adimensional

$$W' = \frac{W_{phi}}{E' * R_x} \quad (64)$$

$$\frac{1}{R_x} = \left[ \frac{1}{dp} + \frac{1}{dg} \right] * \frac{2}{\text{sen}(\phi)} \quad (65)$$

El módulo de Young efectivo se halla mediante el uso del coeficiente de Poisson del material de los piñones. Se tiene que:

$$E' = \frac{2}{\frac{1 - \nu_a^2}{Ea} - \frac{1 - \nu_b^2}{Eb}}$$

Para hallar el factor  $R_x$ , se reemplaza con los valores del ángulo de presión del piñón y los diámetros del piñón y el engrane. Como tienen una relación de, se establece que:

$$\frac{1}{R_x} = \left[ \frac{1}{dp} + \frac{1}{dg} \right] * \frac{2}{\text{sen}(\phi)}$$

$$R_x =$$

- *Calculo de espesor de piñones del sistema de cortado*

Primero se halla el esfuerzo por flexión máximo recomendado por la AGMA mediante la siguiente ecuación

$$\sigma_{t,all} = \frac{S_t}{n_s} * \frac{Y_N}{K_T * K_R} \quad (66)$$

Donde:

$S_t$  es la resistencia a flexión permisible

$n_s$  es el factor de seguridad

$Y_N$  es el factor de ciclos por flexión

$$Y_N = 1.355 * N^{-0.0178} \quad (67)$$

Se espera que la máquina tenga una vida de  $10^7$  ciclos o vida infinita, reemplazando se tiene que:

$$Y_N = 1.355 * 10^{7-0.0178}$$

$$Y_N = 1.018$$

$K_t$  es el factor de temperatura

Como se espera que la temperatura no supere los  $120^\circ\text{C}$ , se establece el factor de temperatura con un valor de 1

$$K_t = 1$$

$K_r$  es el factor de confiabilidad

Para esta máquina se elige una confiabilidad del 99.9% según la tabla 14.6 del libro de Hamrock se debe establecer un factor de confiabilidad de 1.25.

### Tabla 33.

*Factor de confiabilidad para los engranes*

**Table 14.6** Reliability factor  $K_R$

Probability of survival, percent	Reliability factor <sup>a</sup> $K_R$
50	0.70 <sup>b</sup>
90	0.85 <sup>b</sup>
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

<sup>a</sup>Based on surface pitting. If tooth breakage is considered a greater hazard, a larger value may be required.  
<sup>b</sup>At this value plastic flow may occur rather than pitting.  
 SOURCE: [From AGMA 2101-C95 (1999).]

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Del libro de Hamrock se establecen los valores de dureza y resistencia a la flexión y cortante del material del cual están hechos los piñones. De la tabla se tiene entonces que:

Tabla 34.

*Materiales para la fabricación de engranes y sus principales propiedades mecánicas.*

**Table 14.5** Allowable bending and contact stresses for selected gear materials

Material designation	Grade	Typical hardness <sup>a</sup>	Allowable Bending Stress $S_t$		Allowable Contact Stress $S_c$	
			lb/in <sup>2</sup>	MPa	lb/in <sup>2</sup>	MPa
<b>Steel</b>						
Through-hardened	1	—	See Fig. 14.24(a)		See Fig. 14.25	
	2	—	See Fig. 14.24(a)		See Fig. 14.25	
Carburized and hardened	1	55-64 HRC	55,000	380	180,000	1240
	2	58-64 HRC	65,000 <sup>b</sup>	450 <sup>b</sup>	225,000	1550
	3	58-64 HRC	75,000	515	275,000	1895
Nitrided and through-hardened	1	83.5 HR15N	See Fig. 14.24(a)		150,000	1035
	2	—	See Fig. 14.24(a)		163,000	1125
Nitalloy 135M and Nitalloy N, nitrided	1	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		170,000	1170
	2	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		183,000	1260
2.5% Chrome, nitrided	1	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		155,000	1070
	2	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		172,000	1185
	3	87.5 HR15N	See Fig. 14.24(b)		189,000	1305
<b>Cast Iron</b>						
ASTM A48 gray cast iron, as-cast	Class 20	—	5,000	34.5	50,000-60,000	345-415
	Class 30	174 HB	8,500	59	65,000-75,000	450-520
	Class 40	201 HB	13,000	90	75,000-85,000	520-585
ASTM A536 ductile (nodular) iron	60-40-18	140 HB	22,000-33,000	150-230	77,000-92,000	530-635
	80-55-06	179 HB	22,000-33,000	150-230	77,000-92,000	530-635
	100-70-03	229 HB	27,000-40,000	185-275	92,000-112,000	635-770
	120-90-02	269 HB	31,000-44,000	215-305	103,000-126,000	710-870
<b>Bronze</b>						
$S_{ut} > 40,000$ psi ( $S_{ut} > 275$ GPa)			5700	39.5	30,000	205
$S_{ut} > 90,000$ psi ( $S_{ut} > 620$ GPa)			23,600	165	65,000	450

<sup>a</sup>Hardness refers to case hardness unless through-hardened.  
<sup>b</sup>70,000 psi (485 MPa) may be used if bainite and microcracks are limited to grade 3 levels.  
 SOURCE: Adapted from AGMA 2001 (1999).

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Se asume que el material de los piñones es acero carbonizado y endurecido de grado 1, por lo cual las propiedades de dureza, resistencia al esfuerzo flector y resistencia al esfuerzo cortante serán:

$$S_t = 380 [MPa]$$

$$S_c = 1240 [MPa]$$

$$HRC = 55$$

Con estos valores es posible hallar la resistencia al esfuerzo flexión. Se tiene entonces:

$$\sigma_{t,all} = \frac{380}{1.5} * \frac{1.018}{1 * 1.25}$$

$$\sigma_{t,all} = 206 [MPa]$$

Posteriormente se calcula el esfuerzo a cortante máximo recomendado por la AGMA mediante la siguiente ecuación

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c Z_n C_H}{n_s K_T K_R} \quad (68)$$

Donde:

$S_c$  es la resistencia por cortante permisible

$n_s$  factor de seguridad

$Z_n$  es el factor de ciclaje por cortante

$$Z_N = 2,466 * N^{-0.056}$$

Se espera que la máquina tenga una vida de  $10^7$  ciclos o vida infinita, reemplazando se tiene que:

$$Z_N = 2,466 * N^{-0.056}$$

$$Z_N = 1$$

$K_T$  es el factor de temperatura

Como se espera que la temperatura no supere los  $120^\circ\text{C}$ , se establece con un valor de 1

$$K_T = 1$$

$K_R$  es el factor de confiabilidad

Para esta máquina se elige una confiabilidad del 99.9% según la tabla 14.6 del libro de Hamrock se debe establecer un factor de confiabilidad de 1.25.

$$K_R = 1.25$$

$C_H$  es el factor de grado de endurecimiento

$$C_H = 1 + A_{prima} * (g_r - 1) \quad (69)$$

Se establece que el valor de la constante  $A'$  depende de la dureza de los piñones como se muestra en las ecuaciones.

**Figura 72.**

*Condicionales para hallar el valor de la constante  $A'$  en el factor de endurecimiento.*

$$A' = \begin{cases} 0 & \frac{HB_P}{HB_G} < 1.2 \\ (8.98 \times 10^{-3}) \left( \frac{HB_P}{HB_G} \right) - 8.29 \times 10^{-3} & 1.2 \leq \frac{HB_P}{HB_G} \leq 1.7 \\ 0.00698 & \frac{HB_P}{HB_G} > 1.7 \end{cases} \quad (14.46)$$

where  $HB_P$  = Brinell hardness of pinion  
 $HB_G$  = Brinell hardness of gear

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Se considera el material de los piñones iguales, por lo tanto,  $A'$  será cero. De esta forma  $C_H$  tiene un valor de 1.

$$C_H = 1$$

Con estos valores es posible hallar la resistencia al esfuerzo cortante. Se tiene entonces:

$$\sigma_{c,all} = \frac{1240}{1.5} \frac{1 * 1}{1 * 1.25}$$

$$\sigma_{c,all} = 661 [MPa]$$

Luego se halla el esfuerzo a flexión al que está sometido el diente mediante la ecuación

$$\sigma_t = \frac{W_t p_d K_a K_s K_m K_v K_i K_b}{b_w Y_j} \quad (70)$$

Se procede a calcular o establecer el valor de cada una de las constantes de la ecuación vv.

$W_t$  es la carga transmitida

$P_d$  es el diámetro perimetral

$K_a$  es el factor de aplicación de la carga

$K_s$  es el factor de tamaño

$K_m$  es el factor de distribución de la carga

$K_i$  es el factor de indentación

$K_b$  es el factor de espesor

Como se espera que la carga en la máquina sea uniforme, pero a la vez intensa, se establece un valor de 1.3 para el factor de aplicación de carga según la tabla 14.8 del libro de Hamrock

**Tabla 35.**

*Factor de aplicación de la carga en función de la potencia transmitida y la máquina operada.*

Table 14.8 Application factor as function of driving power source and driven machine

Power Source	Driven Machines			
	Uniform	Light Shock	Moderate Shock	Heavy Shock
	Application factor $K_a$			
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate shock	1.30	1.70	2.00	2.75

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Se establece que el factor de tamaño es de 1 por

$$K_m = 1 + C_{mc}C_{pf}C_{pm} C_{ma}C_e \quad (71)$$

Se procede a calcular cada una de las constantes que componen el factor de distribución de carga.

Se establece que la constante de corrección de carga vale 1 para dientes sin corona.

$$C_{mc} = 1$$

En el caso de la constante de proporcionalidad del piñón se empieza iterando con un espesor de diente de 30 mm

$$C_{pf} = \frac{b_w}{10 * dp} - 0.0375 + 0.000492 * b_w \quad (72)$$

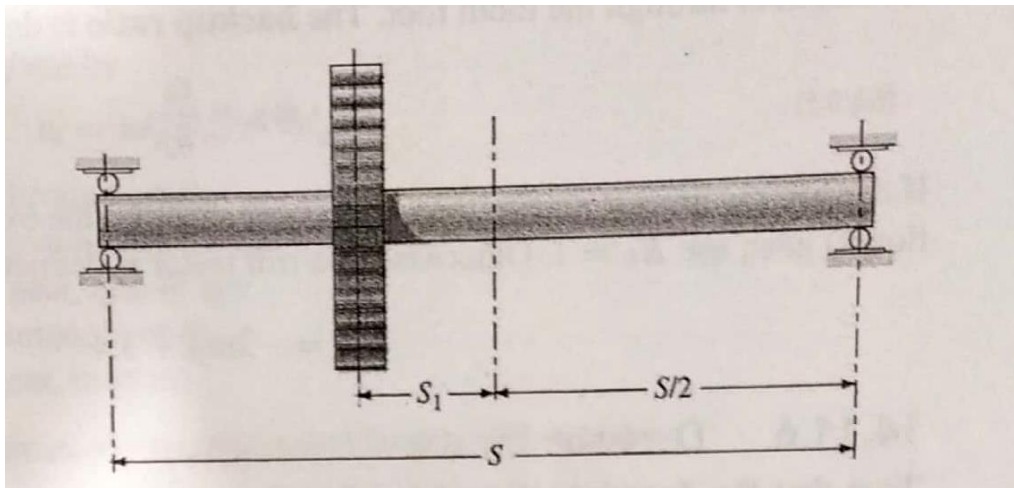
$$C_{pf} = \frac{30}{10 * 100} - 0.0375 + 0.000492 * 30$$

$$C_{pf} = 0.00726$$

A su vez se establece la constante de proporcionalidad de posición del piñón en función de las distancias de los rodamientos al piñón como se muestra en la figura 63 tomada del Hamrock

### Figura 73.

*Evaluación de las distancias S y S1.*



*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Basado en la figura anterior, se puede establecer la constante del modificador de la proporcionalidad de montaje del piñón como

$$C_{pm} = 1.1$$

Según la alineación del piñón y los rodamientos, se establece una constante de alineación de 0.8 porque el piñón es ajustado al ensamble.

$$C_e = 0.8$$

$$C_{ma} = A_z + b_z * b_w + c_z * b_w^2 \quad (73)$$

Para determinar las constantes que conforman el factor de alineamiento de la malla se elige que los piñones serán comerciales y se toman los valores que se muestran en la figura 14.33

**Tabla 36.**

*Valores de las constantes para hallar el factor de alineamiento de malla según las condiciones de los engranes.*

If  $b_w$  is in millimeters:

Condition	A	B	C
Open gearing	0.247	$6.57 \times 10^{-4}$	$-1.186 \times 10^{-7}$
Commercial enclosed gears	0.127	$6.22 \times 10^{-4}$	$-1.69 \times 10^{-7}$
Precision enclosed gears	0.0675	$5.04 \times 10^{-4}$	$-1.44 \times 10^{-7}$
Extra-precision enclosed gears	0.000360	$4.02 \times 10^{-4}$	$-1.27 \times 10^{-7}$

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Según el diámetro del engrane se tiene que los valores de las constantes son:

$$C_{ma} = 0.127 + 6.22 * 10^{-4} * 30 - 1.69 * 10^{-7} * 30^2$$

$$C_{ma} = 0.127$$

Reemplazando todas las constantes por sus valores se obtiene que:

$$K_m = 1 + 0.8 * 0.00726 * 1.1 * 0.127 * 0.8$$

$$K_m = 1.001$$

$K_v$  es el factor dinámico. Se procede a calcular las constantes que permiten determinar este factor.

$$K_v = \left( \frac{(a_v + c_v * \sqrt{v_T})}{a_v} \right)^{b_v} \quad (74)$$

Para hallar el valor de esta constante es necesario conocer el valor de la constante  $Q_v$  que es el número de nivel de precisión de la transmisión. Se puede establecer según las características de la máquina de la tabla 14.4 del libro de hamrock

**Tabla 37.**

*Factor de calidad para varias aplicaciones.*

Table 14.4 Quality index  $Q_v$  for various applications

Application	Quality index $Q_v$
Cement mixer drum driver	3-5
Cement kiln	5-6
Steel mill drives	5-6
Corn pickers	5-7
Punch press	5-7
Mining conveyor	5-7
Clothes washing machine	8-10
Printing press	9-11
Automotive transmission	10-11
Marine propulsion drive	10-12
Aircraft engine drive	10-13
Gyroscope	12-14

Pitch Velocity		Quality index $Q_v$
ft/min	m/s	
0-800	0-4	6-8
800-2000	4-10	8-10
2000-4000	10-20	10-12
>4000	>20	12-14

SOURCE: Mott (1999)

*Nota:* Tomado de Elemento de Máquinas por Bernard J.,H.,& Steven R.,S. México D.F., 1999.

MCGRAW-HILL

Según la velocidad lineal que tiene el engranaje se establece un índice de calidad con un valor de

8.

$$a_v = 50 + 56 * (1 - b_v) \quad (75)$$

$$b_v = 0.25 * (12 - q_v)^{0.667} \quad (76)$$

$$c_v = \sqrt{200} \quad (77)$$

Reemplazando en las ecuaciones anteriores se tiene que:

$$b_v = 0.25 * (12 - 8)^{0.667}$$

$$b_v = 0.63$$

$$a_v = 50 + 56 * (1 - 0.63)$$

$$a_v = 70.71$$

Reemplazando en la ecuación del factor dinámico se obtiene que:

$$K_v = \left( \frac{(70.71 + 14.14 * \sqrt{0.62})}{70.71} \right)^{0.63}$$

$$K_v = 1.097$$

Después de hallar los valores de las constantes, se reemplazan en la ecuación 98, se tiene entonces que:

$$\sigma_t = \frac{592.1 * (150) * 1.3 * 1 * 1.001 * 1.097 * 1 * 1}{0.003 * 0.2}$$

$$\sigma_t = 360 \text{ [MPa]}$$

También se halla el esfuerzo a cortante al que está sometido el diente mediante la siguiente ecuación

$$\sigma_c = E' \left( \frac{K' K_a K_s K_m K_v}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (78)$$

E' es el módulo de elasticidad efectivo

$$E' = \frac{2}{\frac{1 - v_a^2}{Ea} - \frac{1 - v_b^2}{Eb}} \quad (79)$$

W' es la carga adimensional

$$W' = \frac{W_{phi}}{E' * R_x} \quad (80)$$

$$\frac{1}{R_x} = \left[ \frac{1}{dp} + \frac{1}{dg} \right] * \frac{2}{\text{sen}(\phi)} \quad (81)$$

El módulo de Young efectivo se halla mediante el uso del coeficiente de Poisson del material de los piñones. Se tiene que:

$$E' = \frac{2}{\frac{1 - \nu_a^2}{Ea} - \frac{1 - \nu_b^2}{Eb}}$$

Para hallar el factor  $R_x$ , se reemplaza con los valores del ángulo de presión del piñón y los diámetros del piñón y el engrane. Como tienen una relación de, se establece que: XX

$$\frac{1}{R_x} = \left[ \frac{1}{dp} + \frac{1}{dg} \right] * \frac{2}{\text{sen}(\phi)}$$

**Apéndice I.**

*Cálculo de resistencia de ejes motrices.*

- Eje motriz de la peladora

A continuación, se halla la potencia que recibe el piñón B con la eficiencia de la transmisión por cadena; se tiene que:

$$Eff_p = \frac{Pot_B}{Pot_M} \quad (82)$$

Despejando la potencia que recibe B se obtiene que:

$$pot_B = Pot_M * Eff_p$$

Reemplazando se obtiene que:

$$Pot_B = 272[W] * (0.8)$$

$$Pot_B = 217.65[W]$$

Luego, a esta potencia que recibe el piñón B, se reparte por el engrane F y el piñón G, se tiene que:

$$Pot_F + Pot_G = Pot_B \quad (83)$$

Reemplazando se tiene que:

$$Pot_F + Pot_G = 217.65[W]$$

Se establece que la potencia que sale por el engrane C y el piñón D son iguales, por lo cual se tiene que:

$$Pot_C = Pot_D \quad (84)$$

Reemplazando se tiene que:

$$2 * Pot_D = 217.65[W]$$

$$Pot_D = \frac{217.65}{2} [W]$$

$$Pot_D = 108.8 [W]$$

○ Piñones BE

Se halla la velocidad angular del eje utilizando la relación de velocidad entre los piñones B y E, se tiene que:

$$m_{\frac{e}{b}} = \frac{\omega_E}{\omega_B} = \frac{D_B}{D_E} \quad (85)$$

Despejando la velocidad angular de B, se tiene que:

$$\omega_B = \frac{\omega_E}{m_{\frac{e}{b}}}$$

Reemplazando se obtiene que:

$$\omega_B = \frac{60}{3} * \left(\frac{\pi}{30}\right) \left[\frac{rev}{min}\right] \left[\frac{rad}{s}\right]$$

$$\omega_B = 2.1 \left[\frac{rad}{s}\right]$$

Esta será la velocidad angular del eje motriz, por lo cual se usará en las siguientes ecuaciones.

Se halla el torque aplicado sobre el piñón E de la siguiente manera:

$$T_E = \frac{Pot_E}{\omega_E} \quad (86)$$

Reemplazando se tiene que:

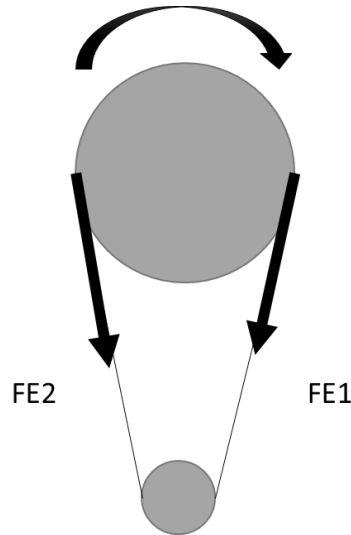
$$T_E = \frac{217.6}{2.1} [N * m]$$

$$T_E = 103.9 [N * m]$$

Se continúa hallando las fuerzas que actúan sobre el piñón E como se muestra en la figura

**Figura 74.**

*Diagramas de fuerzas que actúan sobre el piñón E*



*Nota:* Elaboración propia

Sin embargo, como se trata de una transmisión por cadena, se asume que solo 1 parte se encuentra a tensión, por lo que FB2 será igual a cero. De esta forma se tiene que:

$$F_E = 2 * \frac{T_E}{D_E} \quad (87)$$

Usando la relación de velocidad para hallar el diámetro del piñón E y sustituyendo en la ecuación anterior, se tiene que:

$$D_E = D_B * m_{\frac{b}{e}}$$

$$D_E = 0.075 * 3 [m]$$

$$D_E = 0.225 [m]$$

Reemplazando

$$F_E = 2 * \frac{103.9}{0.225}$$

$$F_E = 923.5 [N]$$

Por último, se hallan las componentes de esta fuerza. Para ello es necesario hallar el ángulo que forma la cadena debido a la diferencia en los diámetros en los piñones. Este ángulo ( $\phi$ ) se halla mediante la siguiente ecuación:

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{D_E - D_B}{2 * D_{ci}} \right) \quad (88)$$

Donde  $D_{ci}$  es la distancia ente centros de los piñones. Reemplazando se tiene que:

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{0.225 - 0.075}{2 * 0.3} \right)$$

$$\phi = 14.04^\circ$$

De esta forma se hallan los componentes de la fuerza que actúa sobre el engranaje B. De forma vectorial será:

$$\vec{F}_e = F_B * [-\cos(\phi) (j) + \text{sen}(\phi) (k)] \quad (89)$$

Reemplazando se tiene que:

$$\vec{F}_b = 923.5 * [-\cos(14.04) (j) + \text{sen}(14.04) (k)]$$

$$\vec{F}_b = -896(j) + 224(k)$$

○ Engranajes FI

Se halla el torque aplicado sobre el engrane C de la siguiente manera:

$$T_F = \frac{Pot_F}{\omega_E} \quad (90)$$

Reemplazando se tiene que:

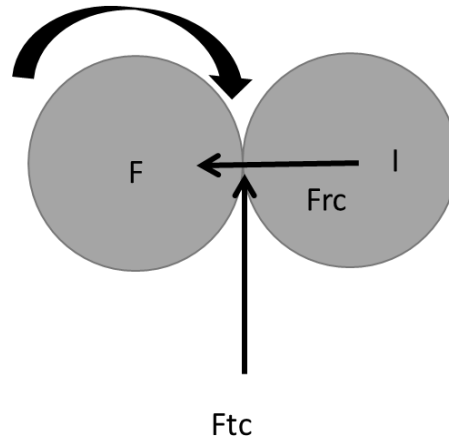
$$T_C = \frac{108.8}{2.1} [N * m]$$

$$T_C = 51.95[N * m]$$

Se continúa hallando las fuerzas que actúan sobre el engranaje C como se muestra en la figura

**Figura 75.**

*Diagramas de fuerzas que actúan sobre el engrane F*



*Nota:* Elaboración propia

Se tiene entonces que la fuerza tangencial en F es posible hallarla mediante la siguiente ecuación 47 y la fuerza radial se halla con la ecuación 48, donde phi es el ángulo de presión del engrane C:

$$F_{tf} = 2 * \frac{T_F}{D_F} \quad (91)$$

$$F_{rf} = F_{tf} * \tan(\varphi_c) \quad (92)$$

Reemplazando se tiene que:

$$F_{tf} = 2 * \frac{51.95}{0.12} [N]$$

$$F_{tf} = 865.8 [N]$$

$$F_{rf} = 895.9 * \tan(20) [N]$$

$$F_{rf} = 315.1[N]$$

Como se hallaron los componentes de las fuerzas que actúan sobre el engrane C, se reescriben de manera vectorial.

$$\vec{F}_f = 865.8(j) + 315.1(k)$$

- Piñones GJ

Se halla el torque aplicado sobre el engrane G de la siguiente manera:

$$T_G = \frac{Pot_G}{\omega_G} \quad (93)$$

Reemplazando se tiene que:

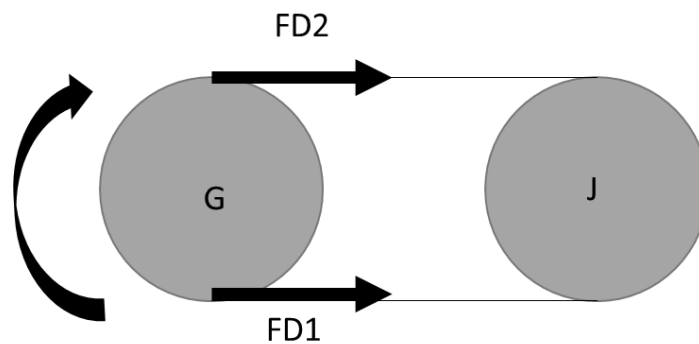
$$T_G = \frac{108.8}{2.1} [N * m]$$

$$T_G = 51.95 [N * m]$$

Se continúa hallando las fuerzas que actúan sobre el engranaje C como se muestra en la figura

**Figura 76.**

*Diagrama de fuerzas sobre el piñón G*



*Nota:* Elaboración propia

Sin embargo, como se trata de una transmisión por cadena, se asume que solo 1 parte se encuentra a tensión, por lo que FD2 será igual a cero. De esta forma se tiene que:

$$F_G = 2 * \frac{T_G}{D_G} \quad (94)$$

Reemplazando

$$F_G = 2 * \frac{50.18}{0.012}$$

$$F_G = 1039[N]$$

De esta forma se hallan los componentes de la fuerza que actúa sobre el piñón G. De forma vectorial será:

$$\vec{F}_G = -865.8 (k)$$

Después de trasladar las fuerzas al eje, se procede a hallar las fuerzas a las que están sometidos los soportes del eje. En la tabla se muestran los valores de las distancias que se tienen entre elementos en el eje motriz.

**Tabla 38.**

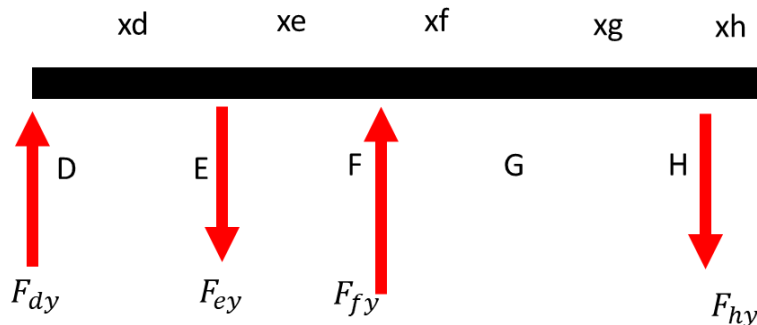
*Valores de distancias entre elementos del eje motriz*

Distancia	Valor [cm]
$x_d$	8
$x_e$	6
$x_f$	6
$x_g$	8

En la figura 67 se muestran las distancias entre los elementos del eje y las respectivas fuerzas en dirección (j) que actúan en dichos puntos.

**Figura 77.**

*Diagrama de fuerzas en dirección (j) que actúan sobre el eje*



*Nota:* Elaboración propia

Se realiza la sumatoria de fuerzas en la dirección (j) y la sumatoria de momentos alrededor del punto A, de esta forma se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{dy} + F_{fy} - F_{ey} - F_{hy} = 0 \quad (95)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{fy} * (x_d + x_e) - F_{ey} * (x_d) - F_{hy} * (x_d + x_e + x_f + x_g + x_h) = 0 \quad (96)$$

Reemplazando por los valores de las distancias de la tabla 6 y por las componentes de las fuerzas en la dirección (j) se tiene que:

$$(865.8) * (14) - (896) * (8) - F_{ey} * (28) = 0$$

Despejando  $F_{ey}$  se tiene que:

$$F_{ey} = \frac{(865.8) * (14) - (896) * (8)}{28}$$

$$F_{hy} = 176.3[N]$$

Reemplazando en la ecuación 53 se tiene que:

$$F_{dy} - 895.6 + 865.8 - 176.3 = 0$$

Despejando  $F_{ay}$

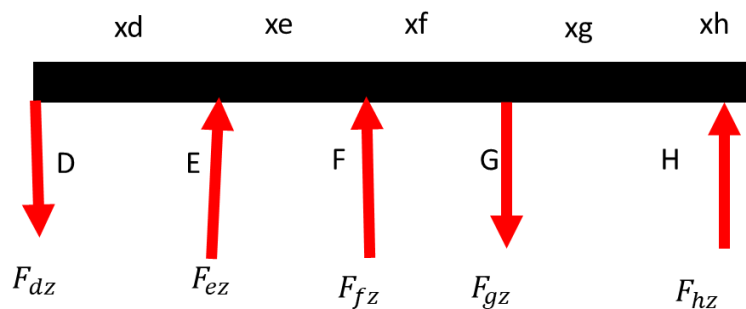
$$F_{dy} = 895.6 - 865.8 + 176.3$$

$$F_{dy} = 207.1[N]$$

En la figura 68 se muestran las distancias entre los elementos del eje y las respectivas fuerzas en dirección (k) que actúan en dichos puntos.

### Figura 78.

*Diagrama de fuerzas en la dirección (k) sobre el eje motriz.*



*Nota:* Elaboración propia

Se realiza la sumatoria de fuerzas en la dirección (k) y la sumatoria de momentos alrededor del punto A, de esta forma se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{dz} + F_{ez} + F_{fz} - F_{gz} + F_{hz} = 0 \quad (97)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{ez} * (x_d) + F_{fz} * (x_d + x_e) - F_{gz} * (x_d + x_e + x_f) + F_{hz} * (x_d + x_e + x_f + x_h) = 0 \quad (98)$$

Reemplazando por los valores de las distancias de la tabla 6 y por las componentes de las fuerzas en la dirección (k) se tiene que:

$$(224) * (8) + (315.1) * (14) - (865.8) * (20) + F_{ez} * (28) = 0$$

Despejando

$F_{ez}$

$$F_{ez} = \frac{-(224) * (8) - (315.1) * (14) + (865.8) * (20)}{28}$$

$$F_{hz} = 396.9[N]$$

Reemplazando en la ecuación 55 se tiene que:

$$-F_{az} - 224 + 315.1 - 865.8 + 396.9 = 0$$

Despejando  $F_{ay}$

$$F_{az} = -224 + 315.1 - 865.8 + 396.9$$

$$F_{az} = 70.18[N]$$

Se reescriben las fuerzas en los apoyos de manera vectorial. Se tiene entonces que:

$$\vec{F}_d = 207.1(j) - 70.18(k)$$

$$\vec{F}_h = -176.9(j) + 396.9(k)$$

Con todas las fuerzas sobre el eje motriz, se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector en los planos yx y zx. Para ello se utiliza el método de la doble integración con expresiones singulares. Como todas las fuerzas son puntuales, pueden ser definidas de la siguiente manera:

$$F(x) = k * \langle x - x_i \rangle^n \quad (99)$$

Donde k es la magnitud de la fuerza,  $x_i$  es la distancia entre el origen y el punto de aplicación de la fuerza y n para fuerzas puntuales adquiere el valor de 1.

La ecuación de la viga con las fuerzas en dirección (j) quedará entonces:

$$M_y(X) = F_{dy}\langle x - x_1 \rangle^1 + F_{ey}\langle x - x_2 \rangle^1 + F_{fy}\langle x - x_3 \rangle^1 + F_{hy} * \langle x - x_5 \rangle^1 \quad (100)$$

Reemplazando se tiene que:

$$M_y(X) = 207.1\langle x \rangle^1 - 895.9\langle x - 0.08 \rangle^1 + 865.8\langle x - 0.14 \rangle^1 - 207.1 * \langle x - 0.28 \rangle^1$$

La ecuación de la viga con las fuerzas en dirección (k) quedará entonces:

$$M_z(X) = F_{dz}\langle x - x_1 \rangle^1 + F_{ez}\langle x - x_2 \rangle^1 + F_{fz}\langle x - x_3 \rangle^1 + F_{gz}\langle x - x_4 \rangle^1 + F_{hz}\langle x - x_5 \rangle^1 \quad (101)$$

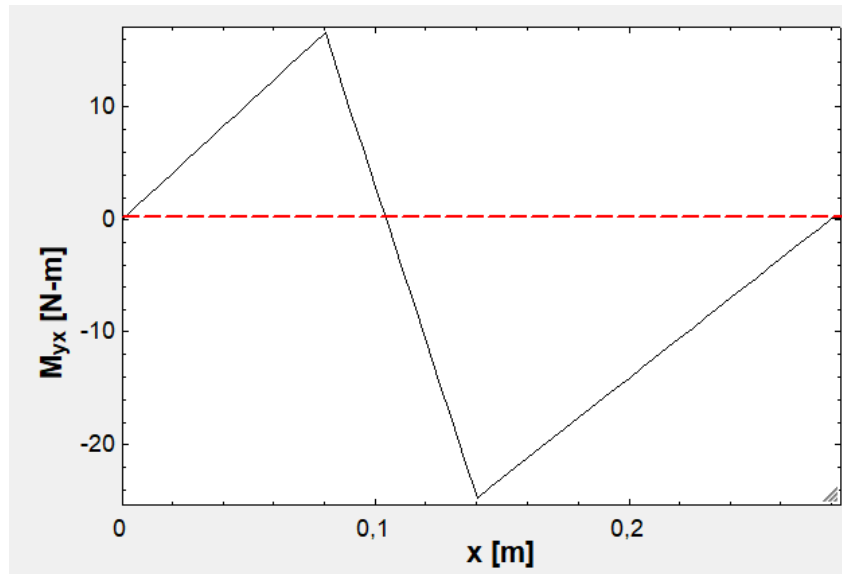
Reemplazando se tiene que:

$$M_z(X) = -70.18\langle x \rangle^1 + 224\langle x - 0.08 \rangle^1 + 315.1\langle x - 0.14 \rangle^1 - 865.8\langle x - 0.22 \rangle^1 + 396.9\langle x - 0.28 \rangle^1$$

Por medio del uso de una tabla paramétrica con el software de EES se obtuvieron las siguientes gráficas.

### Figura 79.

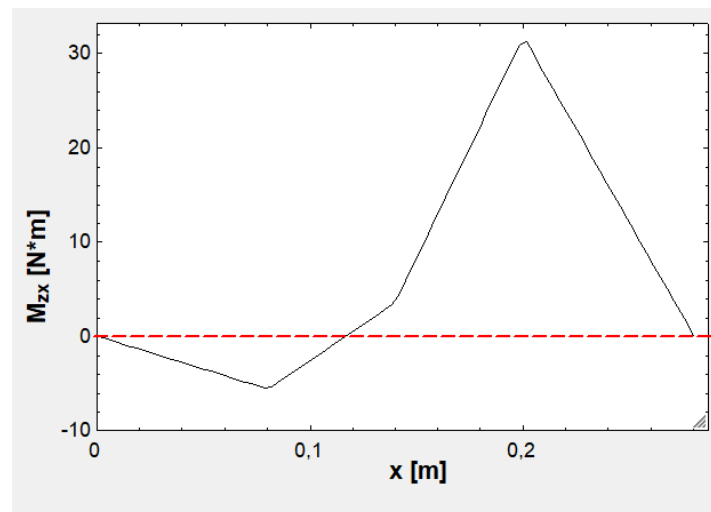
*Diagrama de momento flector en plano XY*



*Nota:* Elaboración propia

**Figura 80.**

*Diagrama de momento flector en plano XY*



*Nota:* Elaboración propia

Para establecer un diámetro de eje por medio de teoría de fatiga, se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El eje tendrá una única sección transversal circular de diámetro ( $d_e$ ).
- Se diseñará para vida infinita utilizando la teoría de Goodman-Misses.
- Los concentradores de esfuerzos se deben a chavetas planas para los engranes y piñones.
- La carga se considerará como reversible pura.
- Se realizará por medio de un proceso iterativo.

De acuerdo a las consideraciones se usará el criterio de Misses-Goodman:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + Kf * \frac{\sigma_a}{S'_e}\right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_{ut}} + Kfs * \frac{\tau_a}{S'_e}\right)^2} \quad (102)$$

A continuación, se hallará el valor de cada uno de los términos que presenta la ecuación 60.

Primero se tiene el  $S_{ut}$  que es la resistencia última del material; en este caso se tiene que el eje es un acero inoxidable ferrítico 446 por lo cual  $S_{ut}$  adquiere un valor de 552 MPa.

$$S_{ut} = 552 [MPa]$$

El siguiente termino es él  $S'_e$ , el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S'_e = S_e * K_L * K_S * K_D * K_T * K_C * K_M \quad (103)$$

Donde  $S_e$  es la resistencia a fatiga para espécimen ideales y se relaciona con el  $S_{ut}$  de la siguiente manera:

$$S_e = (0.5) * S_{ut} \quad (104)$$

Reemplazando se tiene que:

$$S_e = (0.5) * 552$$

$$S_e = 276 [MPa]$$

Se hallan los diferentes factores K

Factor de carga

El factor de carga es obtenido a través de la figura 77, donde depende del tipo de carga a la que está sometido el eje y su frecuencia. En este caso, se estableció que la carga era reversible pura y el tipo de esfuerzos son torsionales y flectores, por lo que selecciona el valor de 0.76 para esta constante.

Figura 81.

Grafica para la selección del factor de carga.

FACTORES DE CARGA  $K_L$  :

onda reversible:  $\frac{\sigma_m}{\sigma_a} \leq 0,5$   $\frac{\tau_m}{\tau_a} \leq 0,5$   $\frac{\sigma_m}{\sigma_a} \leq 0,5$   $\frac{\tau_m}{\tau_a} \leq 0,5$

onda repetitiva:  $\frac{\sigma_m}{\sigma_a} > 0,5$   $\frac{\tau_m}{\tau_a} > 0,5$

TIPO DE CARGA	AXIAL	AXIAL CON POCA FLECTORA (FLECTORA CON POCA AXIAL)	FLECTORA $\sigma_a > 0,3\sigma_f$	TORSIONAL - CONSTANTE DIRECTA Y POR FLEXION
AXIAL	0,80 † 1,20 *	0,85 † 1,25 * 0,95 † 1,35 *	0,90 † 1,30 *	0,56 †† 0,67 †* 0,78 †** 0,75
AXIAL CON POCA FLECTORA	0,85 † 1,25 *			0,55 †† 0,66 †* 0,70
FLECTORA CON POCA AXIAL	0,95 † 1,35 *			0,77 †* 0,70
FLECTORA	0,90 † 1,30 *		Referencia 1,00 † base de comparación 1,40 *	0,57 †† 0,69 †* 0,80 †** 0,76
TORSIONAL	Idem Vertical 0,56 †† †* - **	Idem Vertical 0,55 †† †* - **	Idem Vertical 0,57 †† †* - **	0,56 † 0,81 *
	0,75	0,70	0,76	0,80

Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.13), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

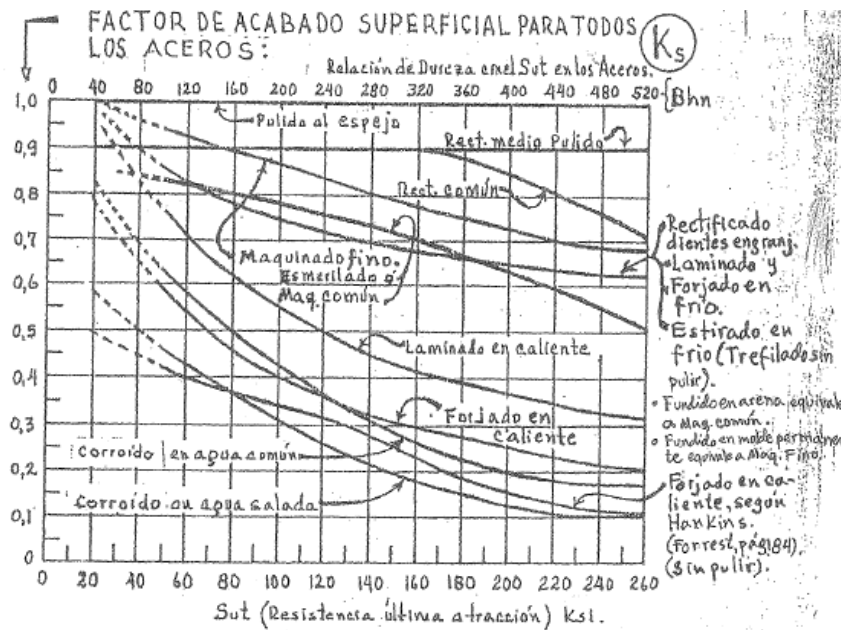
$$K_D = 0.76$$

Factor de acabado superficial

Este factor se determina mediante la gráfica 14, donde se relaciona la resistencia al esfuerzo último del material con el tipo de acabado superficial del eje. El acero inoxidable ferrítico tiene una resistencia ultima de 80 ksi y se tendrá un acabado superficial de laminado en caliente, por lo cual se tiene un valor de 0.6 para este factor.

Figura 82.

Grafica para la determinación del factor de acabado superficial



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.12), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

$$K_s = 0.6$$

- Factor de confiabilidad

Se determina el factor de confiabilidad mediante las siguientes ecuaciones:

$$K_c = 1 - 0.08 * z \tag{105}$$

$$A = \%Confiabilidad - 50\% \tag{106}$$

Como se desea una confiabilidad del 99% se reemplaza en la ecuación, obteniendo:

$$A = 99\% - 50\%$$

$$A = 0.49$$

Con este valor se ingresa a la tabla del libro de Fatiga de Alfredo Parada y se determina el valor de  $z$ , reemplazando se tiene que:

$$K_C = 1 - 0.08 * (2.324)$$

$$K_C = 0.814$$

- Factor de tamaño

Se tiene en cuenta el segundo criterio que se encuentra en el libro de Fatiga de Alfredo Parada, ya que la iteración de los diámetros no supera los valores entre 0.4 y 2 pulgadas, por lo tanto, se utiliza un valor de 0.9 para el factor de tamaño

### Figura 83.

*Criterios para el factor de tamaño.*

Para... $0 < d < 0,4''$	$\rightarrow K_d = 1,00$	Estos valores son sólo para Flexión, Torsión y cargas Bí y Tricombinadas.
$0,4 \leq d < 2,0''$	$\rightarrow K_d = 0,90$	
$2,0 \leq d < 12,0''$	$\rightarrow K_d = 0,75$	
$d \geq 12,0''$	$\rightarrow K_d = 0,60$	
PARA CARGAS AXIALES PURAS... $K_d = 1,0$		

*Nota:* Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.13), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

$$K_D = 0.9$$

- Factor de temperatura

$$K_T = 1$$

- Factor de misceláneas

Para determinar el factor por misceláneas se multiplican todas las constantes de los criterios a considerar. En la tabla se presenta el criterio elegido y el valor que corresponde a dicho criterio.

### Tabla 39.

*Criterios seleccionados en el factor de misceláneas con su respectivo valor asignado*

Criterio	Valor
<b>Torneado Fino</b>	1.1
<b>Acero al carbono pre-tensionado</b>	1.19
<b>Endurecimiento superficial</b>	1.6
<b>Características del material</b>	0.8

Multiplicando estos valores entre sí, se obtiene el valor de  $K_M$

$$K_M = (1.1) * (1.19) * (1.6) * (0.8)$$

$$K_M = 1.68$$

Con estos valores se reemplaza en la ecuación zzz obteniendo el valor de la resistencia a la fatiga del material modificado.

$$S'_e = S_e * K_L * K_S * K_D * K_T * K_C * K_M$$

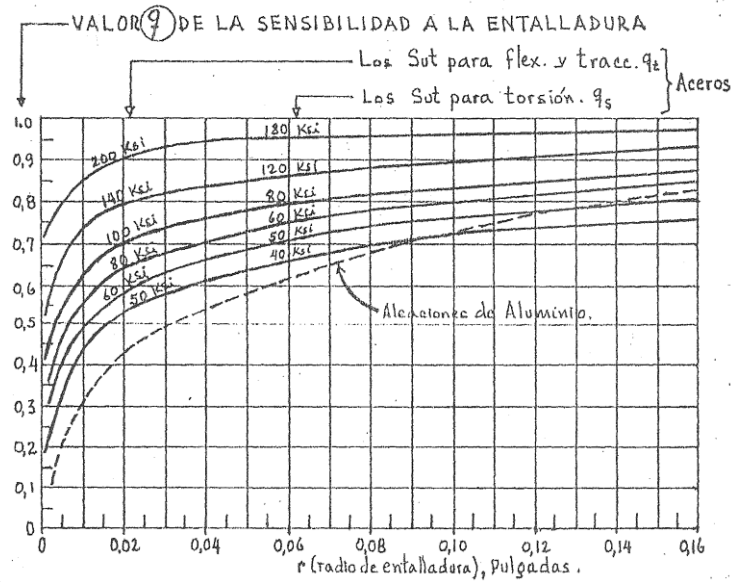
Después se hallan los concentradores de esfuerzos dinámicos de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q * (1 - K_t) \quad (107)$$

Donde  $q$  es la sensibilidad a la entalladura para vida infinita.  $R$  es el radio de la entalladura De la siguiente grafica se obtiene el valor de  $q$  usando el  $S_{ut}$  del material y siguiendo las curvas, siendo este:

#### **Figura 84.**

*Valor empírico para el cálculo de  $q$  para esfuerzos de flexión*



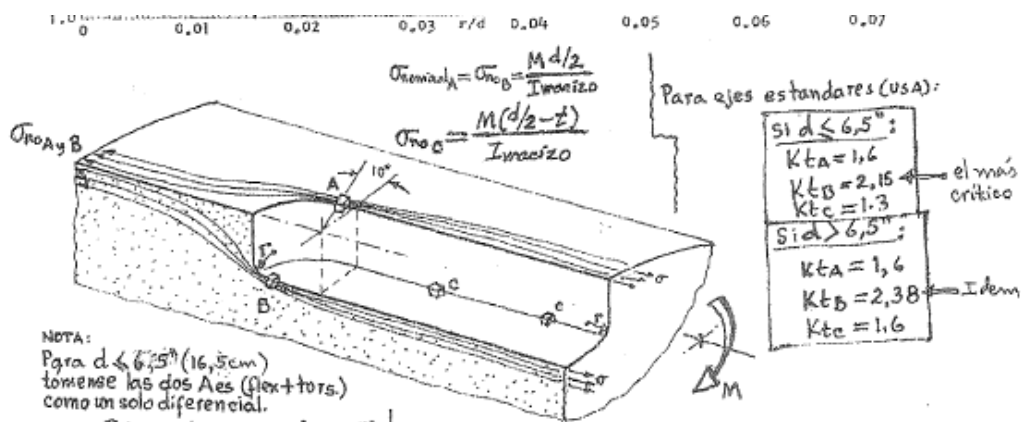
Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.12), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

$$q = 0.8$$

Para determinar el  $K_t$  y se utiliza la gráfica 17 a la cual se ingresa por medio de la relación entre el diámetro y el radio de entalladura, se tiene entonces que:

Figura 85.

Grafica para la determinación de  $k_t$  para esfuerzos de flexión



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.60), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

De la gráfica se obtiene que  $k_t$  es:

$$K_t = 2.38$$

Reemplazando se tiene entonces que  $K_f$  es:

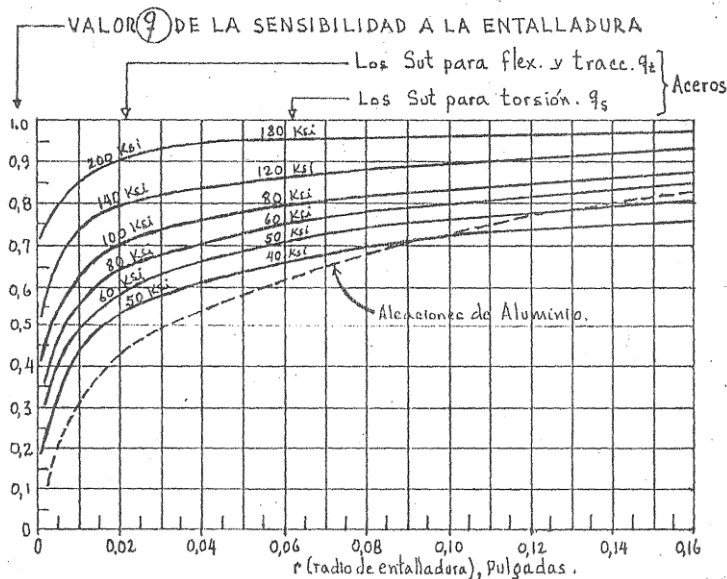
$$K_f = 1 + 0.8 * (1 - 2.38)$$

$$K_f = 2.104$$

De manera similar se halla el  $K_{fs}$  para esfuerzos torsionales, por medio de la gráfica 18 y 19 se determinan respectivamente a y  $K_{ts}$ . Reemplazando en las ecuaciones se tiene que

**Figura 86.**

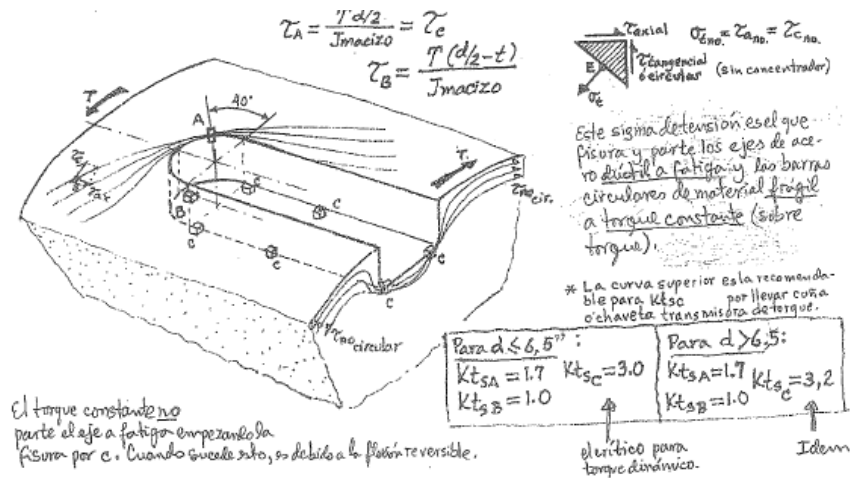
*Valor empírico para el cálculo de  $q$  para esfuerzos por torsión*



*Nota:* Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.12), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

**Figura 87.**

Grafica para la determinación de  $k_t$  para esfuerzos por torsión



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.60), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

De la gráfica se obtiene que  $k_t$  es:

$$K_{ts} = 3$$

Reemplazando en la ecuación zz se tiene que:

$$q = 0.866$$

Reemplazando en las ecuaciones se tiene que:

$$K_{fs} = 2.7$$

Por último, se hallan los esfuerzos por flexión medios y alternativos. Se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{108}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \tag{109}$$

Donde el  $\sigma_{max}$  es el esfuerzo máximo por flexión y  $\sigma_{min}$  es el esfuerzo mínimo por flexión. Como se consideró la carga como reversible pura, el esfuerzo máximo será igual al esfuerzo mínimo y es determinado mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = 32 * \frac{M_r}{\pi(d_e)^3} \quad (110)$$

Donde  $M_r$  es magnitud resultante de los momentos de flexión en los puntos a analizar. En este caso se analizará el punto G:

$$M_r = \sqrt{(M_{yy})^2 + (M_{zz})^2} \quad (111)$$

Reemplazando se tiene que:

$$M_r = \sqrt{(31)^2 + (14)^2}$$

$$M_r = 34 [N * m]$$

Reemplazando en la ecuación 66 se tiene que:

$$\sigma_{max} = 32 * \frac{34}{\pi(20 * 10^{-3})^3}$$

$$\sigma_{max} = 53.6 [MPa]$$

$$\sigma_{min} = -\sigma_{max} \quad (112)$$

Reemplazando se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{53.6 - 53.6}{2} [MPa]$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \frac{53.6 - (-53.6)}{2} [MPa]$$

$$\sigma_a = 53.6 [MPa]$$

Se realiza el mismo proceso para los esfuerzos por torsión, utilizando las ecuaciones 69 a 71, se tiene que:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (113)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (114)$$

$$\tau_{max} = 16 * \frac{M_{yz}}{\pi(d_e)^3} \quad (115)$$

Reemplazando se tiene que

$$\tau_{max} = 16 * \frac{103.9}{\pi(20 * 10^{-3})^3} [MPa]$$

$$\tau_{max} = 66.1 [MPa]$$

$$\tau_m = 0 [MPa]$$

$$\tau_a = 66.1 [MPa]$$

Estos valores son reemplazados en la ecuación YY y de esta forma se obtiene un factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + Kf * \frac{\sigma_a}{S'_e}\right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_{ut}} + Kfs * \frac{\tau_a}{S'_e}\right)^2}$$

Despejando N se tiene que:

$$N = 1.4$$

- Eje motriz de la cortadora

A continuación, se halla la potencia que recibe el piñón B con la eficiencia de la transmisión por cadena; se tiene que:

$$Efff_p = \frac{Pot_B}{Pot_M} \quad (116)$$

Despejando la potencia que recibe B se obtiene que:

$$pot_B = Pot_M * Eff_p$$

Reemplazando se obtiene que:

$$Pot_B = 272[W] * (0.7)$$

$$Pot_B = 226[W]$$

Luego, a esta potencia que recibe el piñón B, se reparte por el engrane F y el piñón G, se tiene que:

$$Pot_F + Pot_G = Pot_B \quad (117)$$

Reemplazando se tiene que:

$$Pot_B + Pot_C = 226[W]$$

Se establece que la potencia que sale por el engrane C y el piñón B son iguales, por lo cual se tiene que:

$$Pot_C = Pot_B \quad (118)$$

Reemplazando se tiene que:

$$2 * Pot_B = 217.65[W]$$

$$Pot_B = \frac{217.65}{2} [W]$$

$$Pot_B = 113 [W]$$

#### ○ Piñones BE

Se halla la velocidad angular del eje utilizando la relación de velocidad entre los piñones B y F, se tiene que:

$$m_{\frac{e}{b}} = \frac{\omega_E}{\omega_B} = \frac{D_B}{D_E} \quad (119)$$

Despejando la velocidad angular de B, se tiene que:

$$\omega_B = \frac{\omega_E}{m_f \frac{b}{b}}$$

Reemplazando se obtiene que:

$$\omega_B = \frac{30}{1} * \left(\frac{\pi}{30}\right) \left[\frac{rev}{min}\right] \left[\frac{rad}{s}\right]$$

$$\omega_B = 3.14 \left[\frac{rad}{s}\right]$$

Esta será la velocidad angular del eje motriz, por lo cual se usará en las siguientes ecuaciones.

Se halla el torque aplicado sobre el piñón B de la siguiente manera:

$$T_B = \frac{Pot_B}{\omega_B} \quad (120)$$

Reemplazando se tiene que:

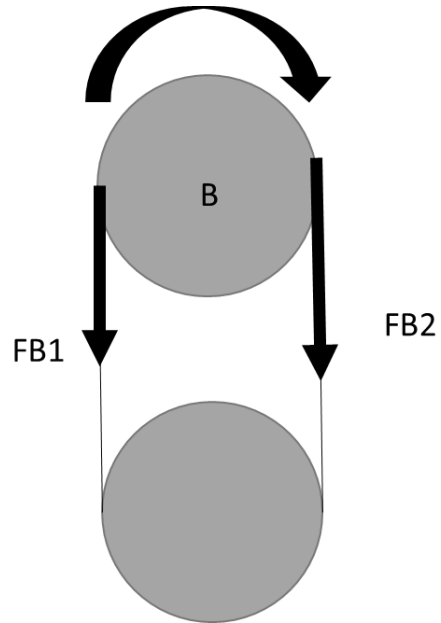
$$T_B = \frac{113}{3.14} [N * m]$$

$$T_E = 35.97 [N * m]$$

Se continúa hallando las fuerzas que actúan sobre el piñón B como se muestra en la figura

**Figura 88.**

*Diagramas de fuerzas que actúan sobre el piñón B*



*Nota:* Elaboración propia

Sin embargo, como se trata de una transmisión por cadena, se asume que solo 1 parte se encuentra a tensión, por lo que FB1 será igual a cero. De esta forma se tiene que:

$$F_B = 2 * \frac{T_B}{D_B} \quad (121)$$

Usando la relación de velocidad para hallar el diámetro del piñón E y sustituyendo en la ecuación anterior, se tiene que:

$$D_B = D_E * m_{\frac{b}{e}}$$

$$D_B = 0.15 * 1 [m]$$

$$D_B = 0.15 [m]$$

Reemplazando

$$F_B = 2 * \frac{35.97}{0.15}$$

$$F_B = 479.6 [N]$$

Por último, se hallan las componentes de esta fuerza. Para ello es necesario hallar el ángulo que forma la cadena debido a la diferencia en los diámetros en los piñones. Este ángulo ( $\phi$ ) se halla mediante la siguiente ecuación:

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{D_E - D_B}{2 * D_{ci}} \right) \quad (122)$$

Donde  $D_{ci}$  es la distancia ente centros de los piñones. Reemplazando se tiene que:

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{0.15 - 0.15}{2 * 0.3} \right)$$

$$\phi = 0^\circ$$

De esta forma se hallan los componentes de la fuerza que actúa sobre el engranaje B. De forma vectorial será:

$$\vec{F}_e = F_B * [-\cos(\phi) (j) + \text{sen}(\phi) (k)] \quad (123)$$

Reemplazando se tiene que:

$$\vec{F}_b = 479.6 * [-\cos(0) (j) + \text{sen}(0) (k)]$$

$$\vec{F}_b = -479.6(j) + 0(k)$$

o Manivela C

Se halla el torque aplicado sobre la manivela C de la siguiente manera:

$$T_F = \frac{Pot_F}{\omega_E} \quad (124)$$

Reemplazando se tiene que:

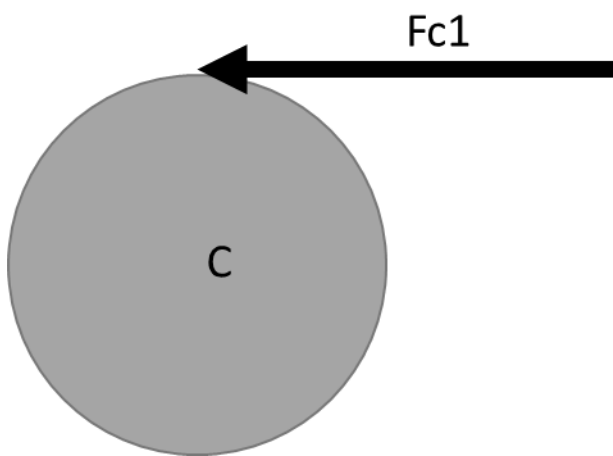
$$T_C = \frac{113}{3.14} [N * m]$$

$$T_C = 35.97 [N * m]$$

Se continúa hallando las fuerzas que actúan sobre la manivela C como se muestra en la figura

**Figura 89.**

*Diagramas de fuerzas que actúan sobre la manivela C*



*Nota:* Elaboración propia.

Se tiene entonces que la fuerza tangencial en C es posible hallarla mediante la siguiente ecuación

117:

$$F_{tc} = 2 * \frac{T_c}{D_c} \quad (125)$$

Reemplazando se tiene que:

$$F_{tc} = \frac{35.97}{0.15} [N]$$

$$F_{tc} = 359.7 [N]$$

Como se hallaron los componentes de las fuerzas que actúan sobre el engrane C, se reescriben de manera vectorial.

$$\vec{F}_c = 359.7(k)$$

Después de trasladar las fuerzas al eje, se procede a hallar las fuerzas a las que están sometidos los soportes del eje. En la tabla se muestran los valores de las distancias que se tienen entre elementos en el eje motriz.

**Tabla 40.**

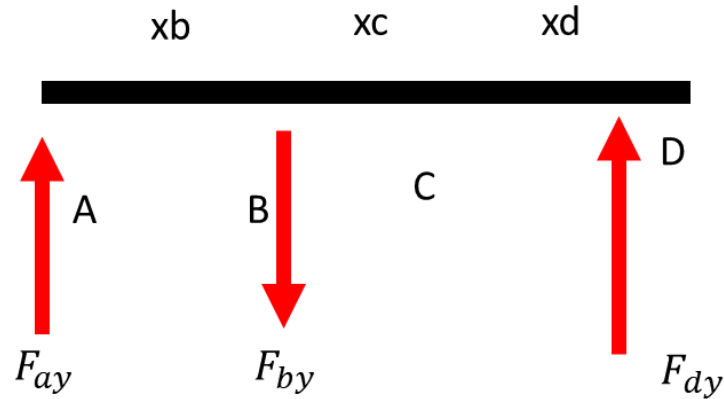
*Valores de distancias entre elementos del eje motriz.*

Distancia	Valor [cm]
$x_b$	4
$x_c$	6
$x_d$	4

En la figura 71 se muestran las distancias entre los elementos del eje y las respectivas fuerzas en dirección (j) que actúan en dichos puntos.

**Figura 90.**

*Diagrama de fuerzas en dirección (j) que actúan sobre el eje*



*Nota:* Elaboración propia.

Se realiza la sumatoria de fuerzas en la dirección ( $j$ ) y la sumatoria de momentos alrededor del punto A, de esta forma se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ay} + F_{dy} - F_{by} = 0 \quad (126)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{by} * (x_d + x_c) - F_{ay} * (x_d + x_c + x_b) = 0 \quad (127)$$

Reemplazando por los valores de las distancias de la tabla 6 y por las componentes de las fuerzas en la dirección ( $j$ ) se tiene que:

$$479.6 * (10) - F_{ay} * (14) = 0$$

Despejando  $F_{ay}$  se tiene que:

$$F_{ay} = \frac{(479.6) * (10)}{14}$$

$$F_{ay} = 342.6[N]$$

Reemplazando en la ecuación 53 se tiene que:

$$F_{dy} + 342.6 - 479.6 = 0$$

Despejando  $F_{ay}$

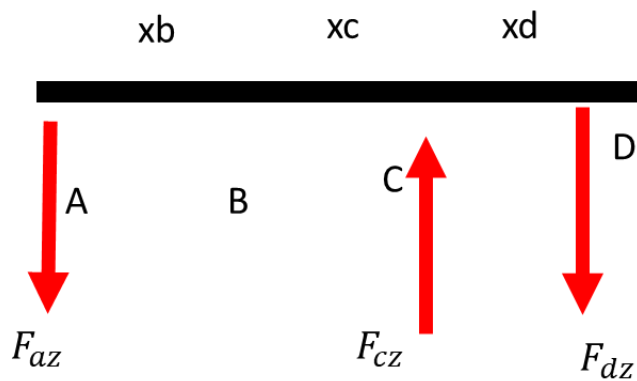
$$F_{dy} = 479.6 - 342.6$$

$$F_{dy} = 137[N]$$

En la figura 72 se muestran las distancias entre los elementos del eje y las respectivas fuerzas en dirección (k) que actúan en dichos puntos.

**Figura 91.**

*Diagrama de fuerzas en la dirección (k) sobre el eje motriz.*



*Nota:* Elaboración propia.

Se realiza la sumatoria de fuerzas en la dirección (k) y la sumatoria de momentos alrededor del punto A, de esta forma se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{dz} - F_{ay} + F_{cz} = 0 \quad (128)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{cz} * (x_d) + F_{fz} * (x_d + x_c + x_b) = 0 \quad (129)$$

Reemplazando por los valores de las distancias de la tabla 7 y por las componentes de las fuerzas en la dirección (k) se tiene que:

$$-(359.7) * (4) + F_{az} * (14) = 0$$

Despejando  $F_{ez}$

$$F_{ez} = \frac{359.7 * (4)}{14}$$

$$F_{az} = 102.8[N]$$

Reemplazando en la ecuación 55 se tiene que:

$$-F_{az} - 102.8 + 359.7 = 0$$

Despejando  $F_{ay}$

$$F_{dz} = 359.7 - 102.8$$

$$F_{dz} = 256.9[N]$$

Se reescriben las fuerzas en los apoyos de manera vectorial. Se tiene entonces que:

$$\vec{F}_a = 342.6(j) - 102.8(k)$$

$$\vec{F}_d = 137(j) - 256.9(k)$$

Con todas las fuerzas sobre el eje motriz, se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector en los planos yx y zx. Para ello se utiliza el método de la doble integración con expresiones singulares. Como todas las fuerzas son puntuales, pueden ser definidas de la siguiente manera:

$$F(x) = k * \langle x - x_i \rangle^n \quad (130)$$

Donde k es la magnitud de la fuerza,  $x_i$  es la distancia entre el origen y el punto de aplicación de la fuerza y n para fuerzas puntuales adquiere el valor de 1.

La ecuación de la viga con las fuerzas en dirección (j) quedará entonces:

$$M_y(X) = F_{ay} \langle x - x_1 \rangle^1 + F_{by} \langle x - x_2 \rangle^1 + F_{dy} * \langle x - x_5 \rangle^1 \quad (131)$$

Reemplazando se tiene que:

$$M_y(X) = 342.6(x)^1 - 479.6(x - 0.04)^1 + 137 * (x - 0.14)^1$$

La ecuación de la viga con las fuerzas en dirección (k) quedará entonces:

$$M_z(X) = F_{az}(x - x_1)^1 + F_{cz}(x - x_2)^1 + F_{dz}(x - x_3)^1 \quad (132)$$

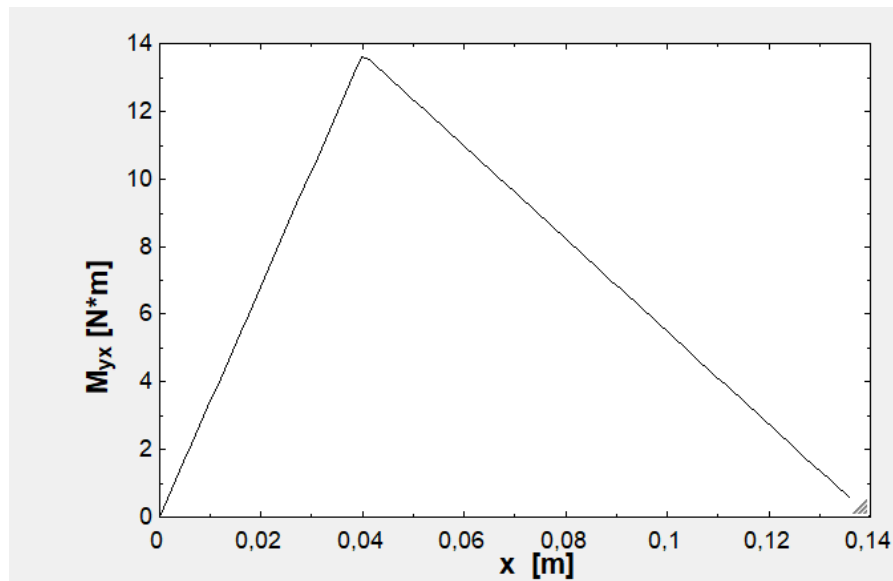
Reemplazando se tiene que:

$$M_z(X) = -102.8(x)^1 + 359.7(x - 0.10)^1 - 256.9(x - 0.14)^1$$

Por medio del uso de una tabla paramétrica con el software de EES se obtuvieron las siguientes gráficas.

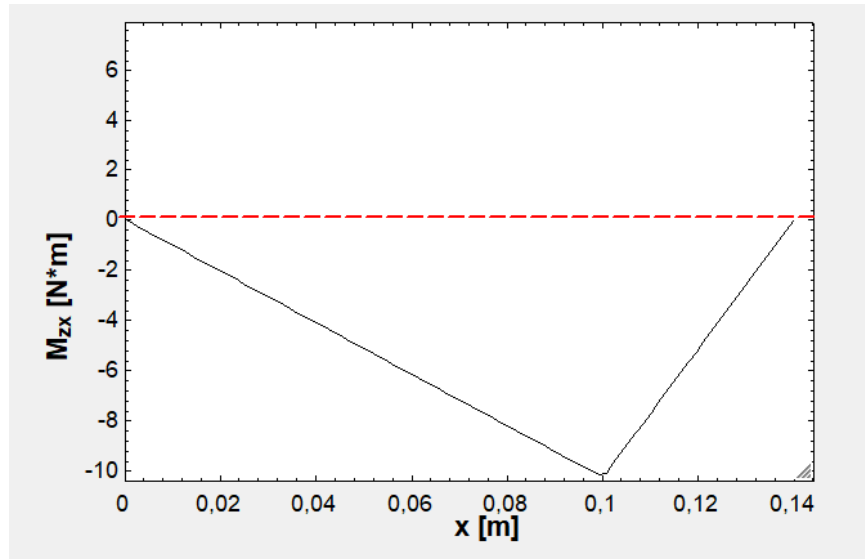
**Figura 92.**

*Diagrama de momento flector en plano XY*



*Nota:* Elaboración propia.

**Figura 93.**

*Diagrama de momento flector en plano XZ*

*Nota:* Elaboración propia.

Para establecer un diámetro de eje por medio de teoría de fatiga, se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El eje tendrá una única sección transversal circular de diámetro ( $d_e$ ).
- Se diseñará para vida infinita utilizando la teoría de Goodman-Misses.
- Los concentradores de esfuerzos se deben a chavetas planas para los engranes y piñones.
- La carga se considerará como reversible pura.
- Se realizará por medio de un proceso iterativo.

De acuerdo a las consideraciones se usará el criterio de Misses-Goodman:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + Kf * \frac{\sigma_a}{S'_e}\right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_{ut}} + Kfs * \frac{\tau_a}{S'_e}\right)^2} \quad (133)$$

A continuación, se hallará el valor de cada uno de los términos que presenta la ecuación 60.

Primero se tiene el  $S_{ut}$  que es la resistencia última del material; en este caso se tiene que el eje es un acero inoxidable ferrítico 446 por lo cual  $S_{ut}$  adquiere un valor de 552 MPa.

$$S_{ut} = 552 [MPa]$$

El siguiente termino es él  $S_e'$ , el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S_e' = S_e * K_L * K_S * K_D * K_T * K_C * K_M \quad (134)$$

Donde  $S_e$  es la resistencia a fatiga para espécimen ideales y se relaciona con el  $S_{ut}$  de la siguiente manera:

$$S_e = (0.5) * S_{ut} \quad (135)$$

Reemplazando se tiene que:

$$S_e = (0.5) * 552$$

$$S_e = 276 [MPa]$$

Se hallan los diferentes factores K

- Factor de carga

El factor de carga es obtenido a través de la gráfica 22, donde depende del tipo de carga a la que está sometido el eje y su frecuencia. En este caso, se estableció que la carga era reversible pura y el tipo de esfuerzos son torsionales y flectores, por lo que selecciona el valor de 0.76 para esta constante.

#### **Figura 94.**

*Grafica para la selección del factor de carga.*

FACTORES DE CARGA  $K_L$  :

onda reversible:  $|\sigma_m| \leq 0,5 \sigma_a$   $|\tau_m| \leq 0,5 \tau_a$

onda no reversible:  $|\sigma_m| > 0,5 \sigma_a$   $|\tau_m| > 0,5 \tau_a$

TIPO DE CARGA	AXIAL	AXIAL CON POCA FLECTORA		FLECTORA	- TORSIONAL - CONSTANTE DIRECCION Y POR FLEXION	
		FLECTORA CON POCA AXIAL	FLECTORA CON POCA AXIAL			
AXIAL	0,80 $\ddagger$ 1,20 $*$	0,85 $\ddagger$ 1,25 $*$	0,95 $\ddagger$ 1,35 $*$	0,90 $\ddagger$ 1,30 $*$	0,66 $\ddagger$ 0,67 $\ddagger$ 0,78 $\ddagger$ 0	0,75
AXIAL CON POCA FLECTORA	0,85 $\ddagger$ 1,25 $*$				0,55 $\ddagger$ 0,66 $\ddagger$ 0,77 $\ddagger$ 0	0,70
FLECTORA CON POCA AXIAL	0,95 $\ddagger$ 1,35 $*$				0,57 $\ddagger$ 0,69 $\ddagger$ 0,80 $\ddagger$ 0	0,76
FLECTORA	0,90 $\ddagger$ 1,30 $*$			1,00 $\ddagger$ 1,10 $*$	0,57 $\ddagger$ 0,69 $\ddagger$ 0,80 $\ddagger$ 0	0,76
TORSIONAL	Idem Vertical 0,56 $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$	Idem Vertical 0,55 $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$	Idem Vertical 0,57 $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$	Idem Vertical 0,57 $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$ $\ddagger$	0,50 $\ddagger$ 0,81 $\ddagger$	0,75
	0,75	0,70	0,76	0,76	0,80	0,80

Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.9), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

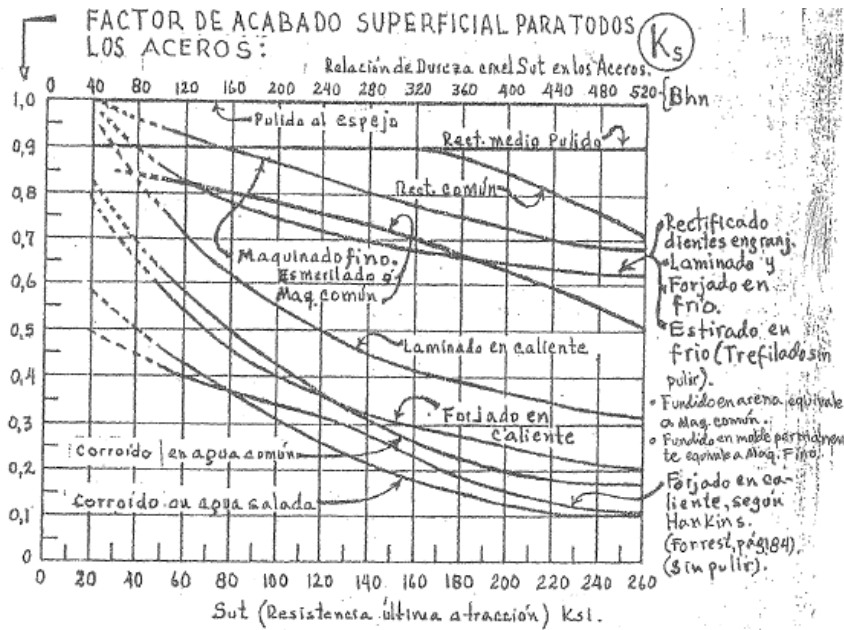
$$K_D = 0.76$$

Factor de acabado superficial

Este factor se determina mediante la gráfica 23, donde se relaciona la resistencia al esfuerzo último del material con el tipo de acabado superficial del eje. El acero inoxidable ferrítico tiene una resistencia ultima de 80 ksi y se tendrá un acabado superficial de laminado en caliente, por lo cual se tiene un valor de 0.6 para este factor.

Figura 95.

Grafica para la determinación del factor de acabado superficial



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.10), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

$$K_s = 0.6$$

Factor de confiabilidad

Se determina el factor de confiabilidad mediante las siguientes ecuaciones:

$$K_C = 1 - 0.08 * z \tag{136}$$

$$A = \%Confiabilidad - 50\% \tag{137}$$

Como se desea una confiabilidad del 99% se reemplaza en la ecuación, obteniendo:

$$A = 99\% - 50\%$$

$$A = 0.49$$

Con este valor se ingresa a la tabla del libro de Fatiga de Alfredo Parada y se determina el valor de z, reemplazando se tiene que:

$$K_C = 1 - 0.08 * (2.324)$$

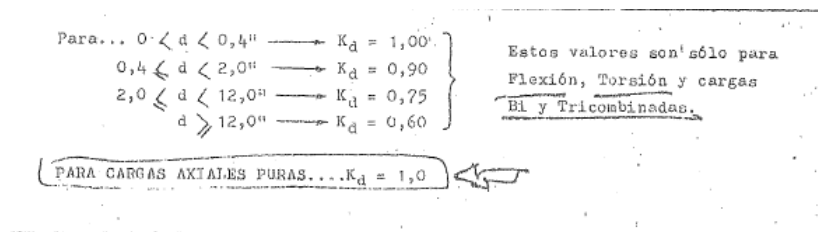
$$K_C = 0.814$$

Factor de tamaño

Se tiene en cuenta el segundo criterio que se encuentra en el libro de Fatiga de Alfredo Parada, ya que la iteración de los diámetros no supera los valores entre 0.4 y 2 pulgadas, por lo tanto, se utiliza un valor de 0.9 para el factor de tamaño

### Figura 96.

*Criterios para el factor de tamaño.*



*Nota:* Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.12), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

$$K_D = 0.9$$

- Factor de temperatura

$$K_T = 1$$

- Factor de misceláneas

Para determinar el factor por misceláneas se multiplican todas las constantes de los criterios a considerar. En la tabla se presenta el criterio elegido y el valor que corresponde a dicho criterio.

**Tabla 41.**

*Factores misceláneos y sus respectivos valores*

Criterio	Valor
Torneado Fino	1.1
Acero al carbono pre-tensionado	1.19

<b>Endurecimiento superficial</b>	1.6
<b>Características del material</b>	0.8

Multiplicando estos valores entre sí, se obtiene el valor de  $K_M$

$$K_M = (1.1) * (1.19) * (1.6) * (0.8)$$

$$K_M = 1.68$$

Con estos valores se reemplaza en la ecuación zzz obteniendo el valor de la resistencia a la fatiga del material modificado.

$$S'_e = S_e * K_L * K_S * K_D * K_T * K_C * K_M$$

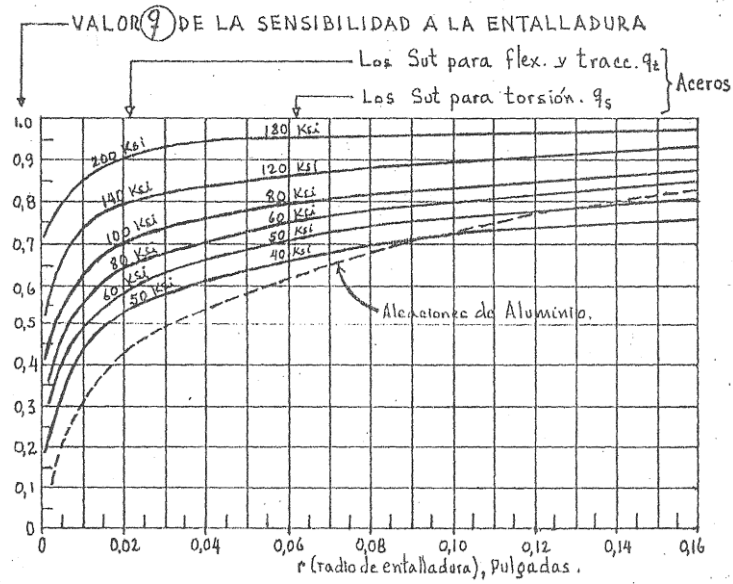
Después se hallan los concentradores de esfuerzos dinámicos de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q * (1 - K_t) \quad (138)$$

Donde  $q$  es la sensibilidad a la entalladura para vida infinita.  $R$  es el radio de la entalladura De la siguiente figura 91 se obtiene el valor de  $q$  usando el  $S_{ut}$  del material y siguiendo las curvas, siendo este:

### Figura 97.

*Valor empírico para el cálculo de  $q$  para esfuerzos de flexión*



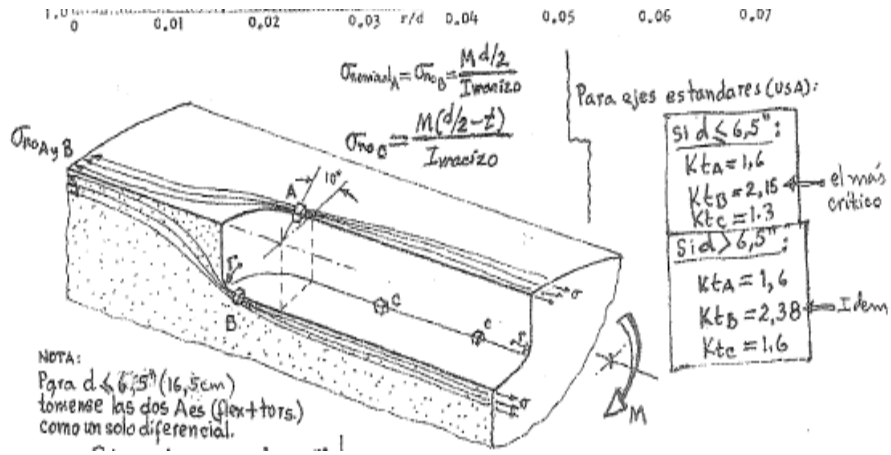
Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.11), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

$$q = 0.8$$

Para determinar el  $K_t$  y se utiliza la gráfica 7 a la cual se ingresa por medio de la relación entre el diámetro y el radio de entalladura, se tiene entonces que:

**Figura 98.**

*Grafica para la determinación de  $k_t$  para esfuerzos de flexión*



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.60), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

De la gráfica se obtiene que kt es:

$$K_t = 2.38$$

Reemplazando se tiene entonces que Kf es:

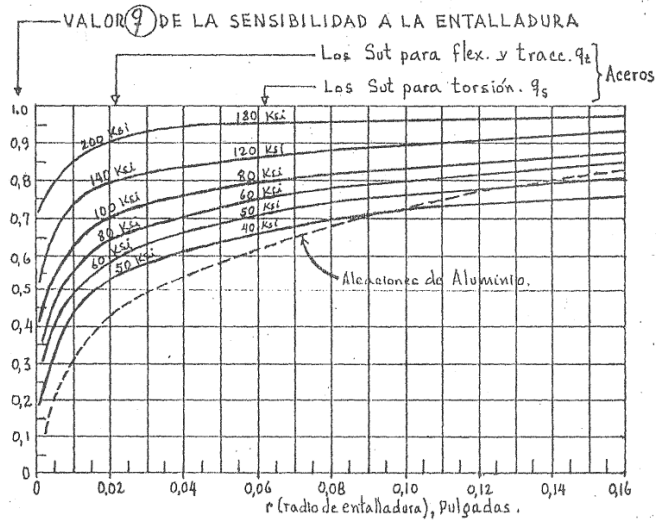
$$K_f = 1 + 0.8 * (1 - 2.38)$$

$$K_f = 2.104$$

De manera similar se halla el Kfs para esfuerzos torsionales, por medio de las figuras 93 y 94 se determinan respectivamente a y Kts. Reemplazando en las ecuaciones se tiene que

**Figura 99.**

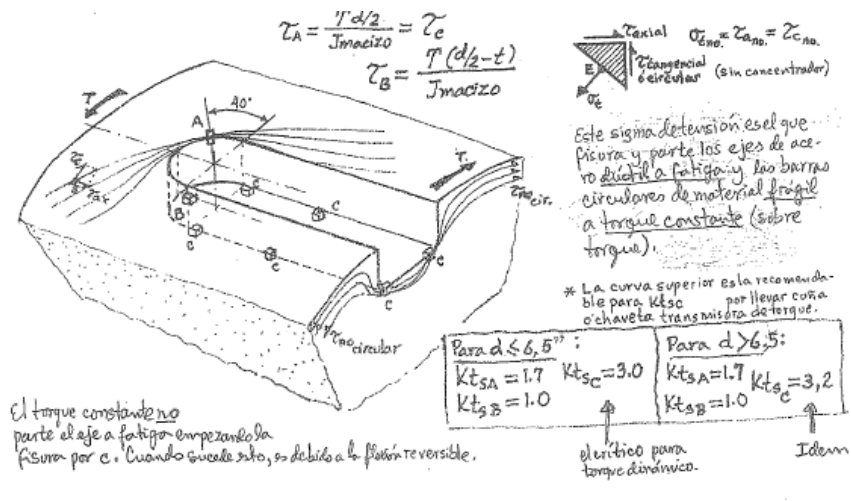
Valor empírico para el cálculo de q para esfuerzos por torsión



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.12), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

Figura 100.

Grafica para la determinación de kt para esfuerzos por torsión.



Nota: Tomado de Fatiga, Fisura progresiva, (p.60), por Parada Corrales A., 1990, Bucaramanga.

De la gráfica se obtiene que kt es:

$$K_{ts} = 3$$

Reemplazando en la ecuación 138 se tiene que:

$$q = 0.866$$

Reemplazando en las ecuaciones se tiene que:

$$K_{fs} = 2.7$$

Por último, se hallan los esfuerzos por flexión medios y alternativos. Se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (139)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (140)$$

Donde el  $\sigma_{max}$  es el esfuerzo máximo por flexión y  $\sigma_{min}$  es el esfuerzo mínimo por flexión. Como se consideró la carga como reversible pura, el esfuerzo máximo será igual al esfuerzo mínimo y es determinado mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = 32 * \frac{M_r}{\pi(d_e)^3} \quad (141)$$

Donde  $M_r$  es magnitud resultante de los momentos de flexión en los puntos a analizar. En este caso se analizará el punto B:

$$M_r = \sqrt{(M_{yy})^2 + (M_{zz})^2} \quad (142)$$

Reemplazando se tiene que:

$$M_r = \sqrt{(13.52)^2 + (-4.2)^2}$$

$$M_r = 14.16 [N * m]$$

Reemplazando en la ecuación 66 se tiene que:

$$\sigma_{max} = 32 * \frac{14.16}{\pi(20 * 10^{-3})^3}$$

$$\sigma_{max} = 18.03 [MPa]$$

$$\sigma_{min} = -\sigma_{max} \quad (143)$$

Reemplazando se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{18.03 - 18.03}{2} [MPa]$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \frac{18.03 - (-18.03)}{2} [MPa]$$

$$\sigma_a = 18.03 [MPa]$$

Se realiza el mismo proceso para los esfuerzos por torsión, utilizando las ecuaciones 69 a 71, se tiene que:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (144)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (145)$$

$$\tau_{max} = 16 * \frac{M_{yz}}{\pi(d_e)^3} \quad (146)$$

Reemplazando se tiene que

$$\tau_{max} = 16 * \frac{35.97}{\pi(20 * 10^{-3})^3} [MPa]$$

$$\tau_{max} = 22.9 [MPa]$$

$$\tau_m = 0 [MPa]$$

$$\tau_a = 22.9 [MPa]$$

Estos valores son reemplazados en la ecuación YY y de esta forma se obtiene un factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + Kf * \frac{\sigma_a}{S'_e}\right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_{ut}} + KfS * \frac{\tau_a}{S'_e}\right)^2}$$

Despejando N se tiene que:

$$N = 4.71$$

**Apéndice J.**

*Cálculo de rigidez de ejes motrices.*

- Eje motriz de la peladora

Se verifica la deflexión máxima que sufre el eje por medio de las expresiones generales de la siguiente forma:

$$EIy''(x) = 207.1\langle x \rangle^1 - 895.9\langle x - 0.06 \rangle^1 + 865.8\langle x - 0.14 \rangle^1 - 207.1 * \langle x - 0.28 \rangle^1 \quad (147)$$

Se integra 2 veces la expresión anterior, se tendrá entonces que:

$$EIy(x) = \frac{207.1}{6}\langle x \rangle^3 - \frac{895.9}{6}\langle x - 0.08 \rangle^3 + \frac{865.8}{6}\langle x - 0.14 \rangle^3 - \frac{207.1}{6}\langle x - 0.28 \rangle^3 + C1(x) + C2 \quad (148)$$

Para hallar el valor de las constantes se evalúa la función en los apoyos, donde la deflexión tendrá un valor de cero.

$$EI * y(0) = 0$$

$$EI * y(0.28) = 0$$

Reemplazando en la ecuación 73 se hallan los valores de estas constantes

$$C1 = 0.1459$$

$$C2 = 0$$

$$EIy(x) = \frac{207.1}{6}\langle x \rangle^3 - \frac{895.9}{6}\langle x - 0.08 \rangle^3 + \frac{865.8}{6}\langle x - 0.14 \rangle^3 - \frac{207.1}{6}\langle x - 0.28 \rangle^3 + 0.1459(x)$$

Se replica el procedimiento anteriormente aplicado pero esta vez en la dirección z del eje. Se tiene entonces que:

$$EIz''(x) = -70.18\langle x \rangle^1 + 224\langle x - 0.08 \rangle^1 + 315.1\langle x - 0.14 \rangle^1 \\ - 865.8\langle x - 0.22 \rangle^1 + 396.9\langle x - 0.28 \rangle^1 \quad (149)$$

Realizando la integral doble se obtiene que:

$$EI y(x) = -\frac{70.18}{6}\langle x \rangle^3 + \frac{224}{6}\langle x - 0.08 \rangle^3 + \frac{315.1}{6}\langle x - 0.14 \rangle^3 \\ - \frac{865.8}{6}\langle x - 0.22 \rangle^3 + \frac{396.9}{6}\langle x - 0.28 \rangle^3 + C3(X) \quad (150) \\ + C4$$

Se hallan las constantes C3 y C4 reemplazando por las condiciones de frontera

$$y(0) = 0$$

$$y(0.28) = 0$$

Por medio del software EES se obtienen los valores de estas dos constantes

$$C3 = -0.4$$

$$C4 = 0$$

Posteriormente, nuevamente utilizando el software EES se grafica la deflexión del eje en la dirección z.

- Eje motriz de la cortadora

Se verifica la deflexión máxima que sufre el eje por medio de las expresiones generales de la siguiente forma:

$$EIy''(x) = 342.6\langle x \rangle^1 - 479.6\langle x - 0.04 \rangle^1 + 137 * \langle x - 0.14 \rangle^1 \quad (151)$$

Se integra 2 veces la expresión anterior, se tendrá entonces que:

$$EIy(x) = \frac{342.6}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{479.6}{6} \langle x - 0.04 \rangle^3 + \frac{137}{6} \langle x - 0.14 \rangle^3 + C5(x) + C6 \quad (152)$$

Para hallar el valor de las constantes se evalúa la función en los apoyos, donde la deflexión tendrá un valor de cero.

$$EI * y(0) = 0$$

$$EI * y(0.14) = 0$$

Reemplazando en la ecuación 73 se hallan los valores de estas constantes

$$C5 = -0.55$$

$$C6 = 0$$

$$EI y(x) = \frac{342.6}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{479.6}{6} \langle x - 0.04 \rangle^3 + \frac{137}{6} \langle x - 0.14 \rangle^3 - 0.55(x)$$

Se realiza el mismo proceso para la dirección z en el eje motriz de la cortadora. Se tiene entonces que:

$$EIy''(x) = -102.8 \langle x \rangle^1 + 359.7 \langle x - 0.10 \rangle^1 - 256.9 \langle x - 0.14 \rangle^1 \quad (153)$$

Integrando la ecuación se obtiene entonces que:

$$EI y(x) = -\frac{102.8}{6} \langle x \rangle^3 + \frac{359.7}{6} \langle x - 0.10 \rangle^3 - \frac{256.9}{6} \langle x - 0.14 \rangle^3 + C7(x) + C8 \quad (154)$$

Para hallar el valor de las constantes se evalúa la función en los apoyos, donde la deflexión tendrá un valor de cero.

$$EI * y(0) = 0$$

$$EI * y(0.14) = 0$$

Reemplazando en la ecuación 154 se hallan los valores de estas constantes

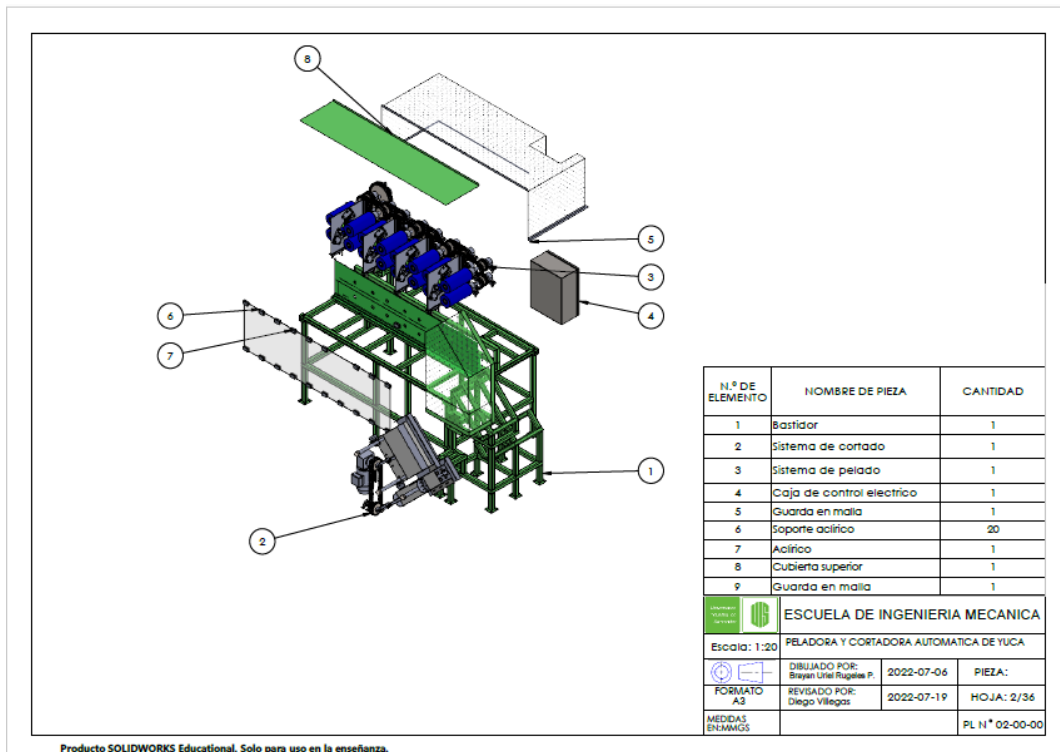
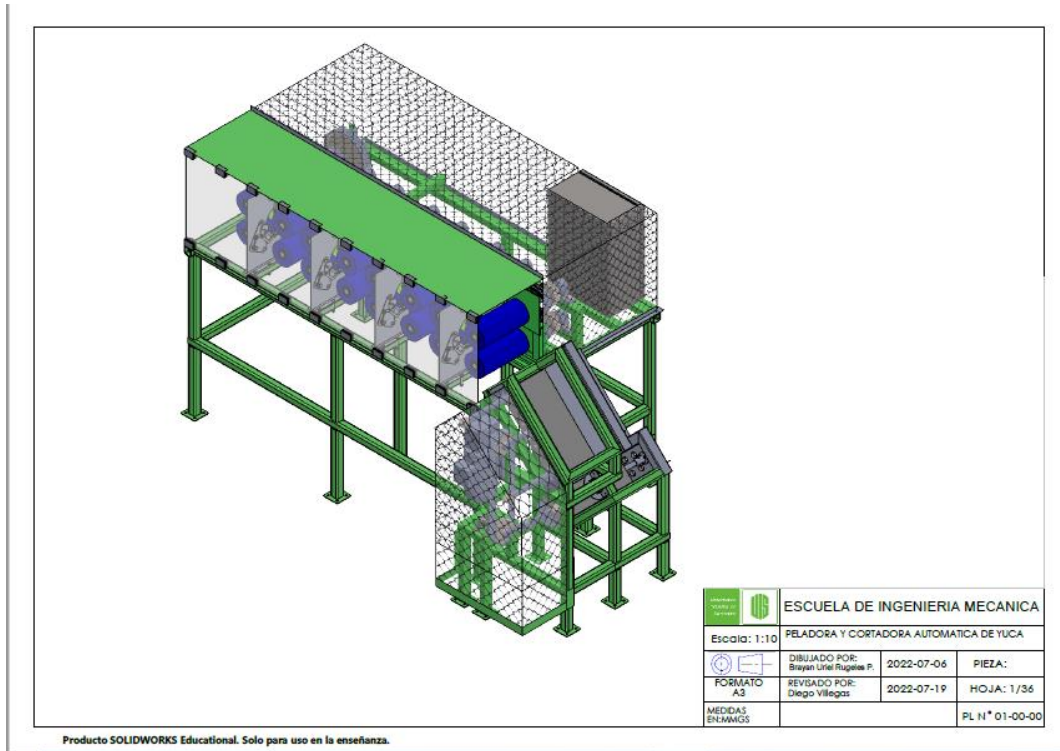
$$EI z(x) = -\frac{102.8}{6} \langle x \rangle^3 + \frac{359.7}{6} \langle x - 0.10 \rangle^3 - \frac{256.9}{6} \langle x - 0.14 \rangle^3 + 0.31(x)$$

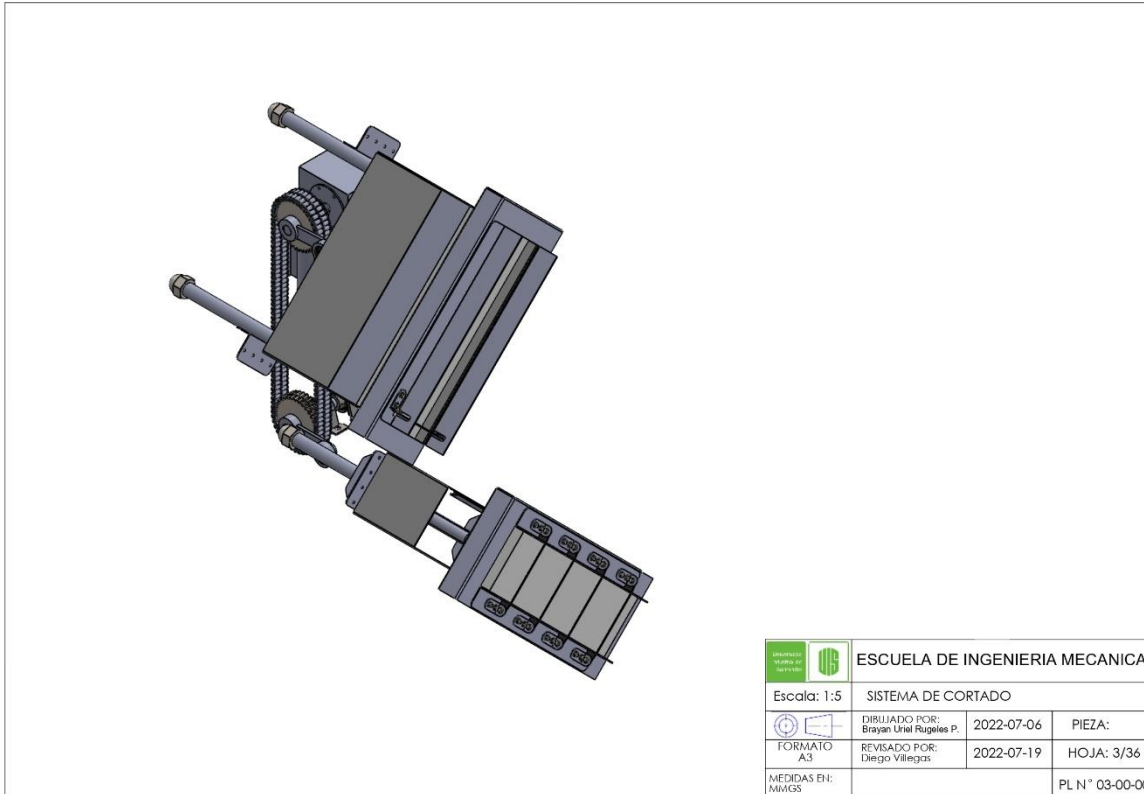
$$C7 = 0.31$$

$$C8 = 0$$

**Apéndice K.**

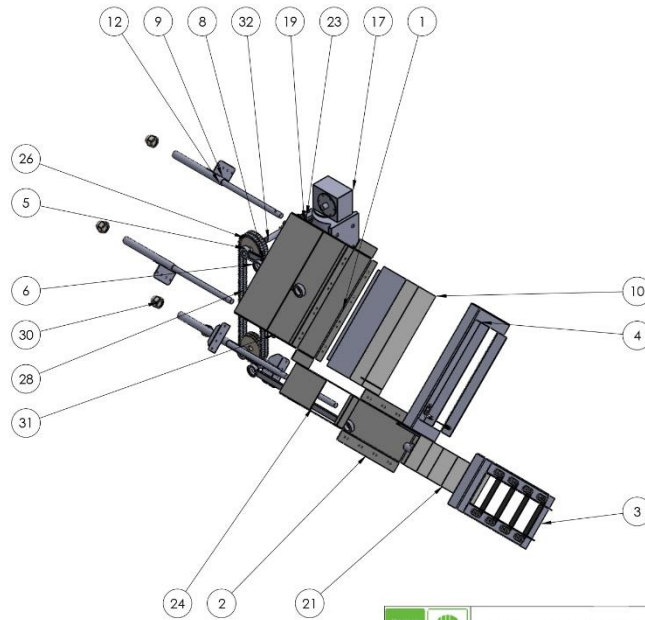
*Planos de la máquina*





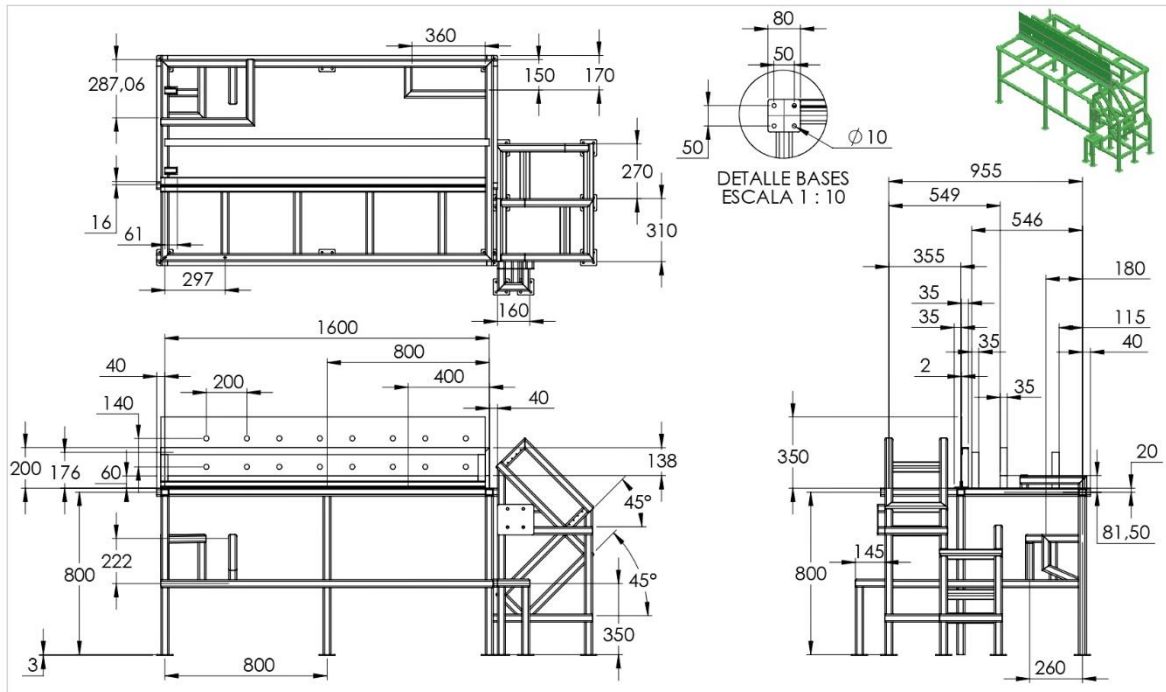
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Canal de corte	2
5	Manibela	2
6	Biela 1	1
7	B27.7M - 3BM1-32	6
8	AFBMA 20.1 - 20-15 - 12.SI.NC.12.68	8
9	Canal de guía	4
10	Placa de corredera	2
11	Brida de acero de 0.75 in	5
12	Barra guía	6
13	HX-SHCS 0.3125-24x0.75x0.75-N	18
14	HHBOLT 0.5000-13x1.5x1-N	16
15	Eje corredera	2
16	Selected Narrow FW 0.375	2
17	Motor	1
18	B18.2.3.9M - Heavy hex flange screw, M5 x 0.8 x 8 -8N	4
19	Acople de eje	2
20	B18.3.1M - 5 x 0.8 x 8 Hex SHCS - 8NHX	5
21	Bloque de corredera	2
23	AM-M5-N	3
24	Biela 2	1
25	SKF_P_3_4_FM	2
26	SC304-0.375P35RT35SO2H1.5L 0.7500R1	2
28	Cadena	1
30	ALCNUT 1.0000-8-N	4
31	Eje conducido de corte	1
32	Eje motriz de corte	1
33	Base de cuchillas	2
34	Cuchillas de corte	5



 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
Escala: 1:10	<b>SISTEMA DE CORTADO</b>
 DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugelios P.	2022-07-06      PIEZA:
FORMATO A3	REVISADO POR: Diego Villegas
MEDIDAS EN: MM/KGS	2022-07-19      HOJA: 4/36  PL N° 04-00-00

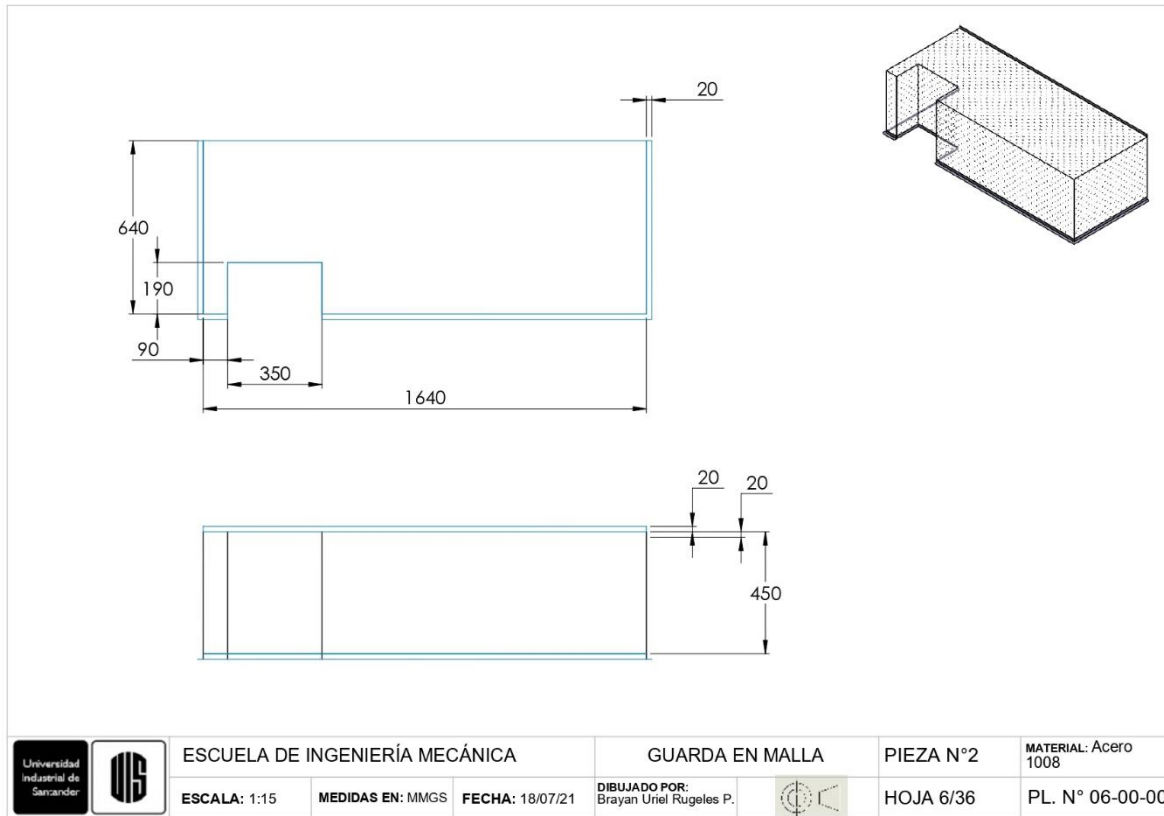
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

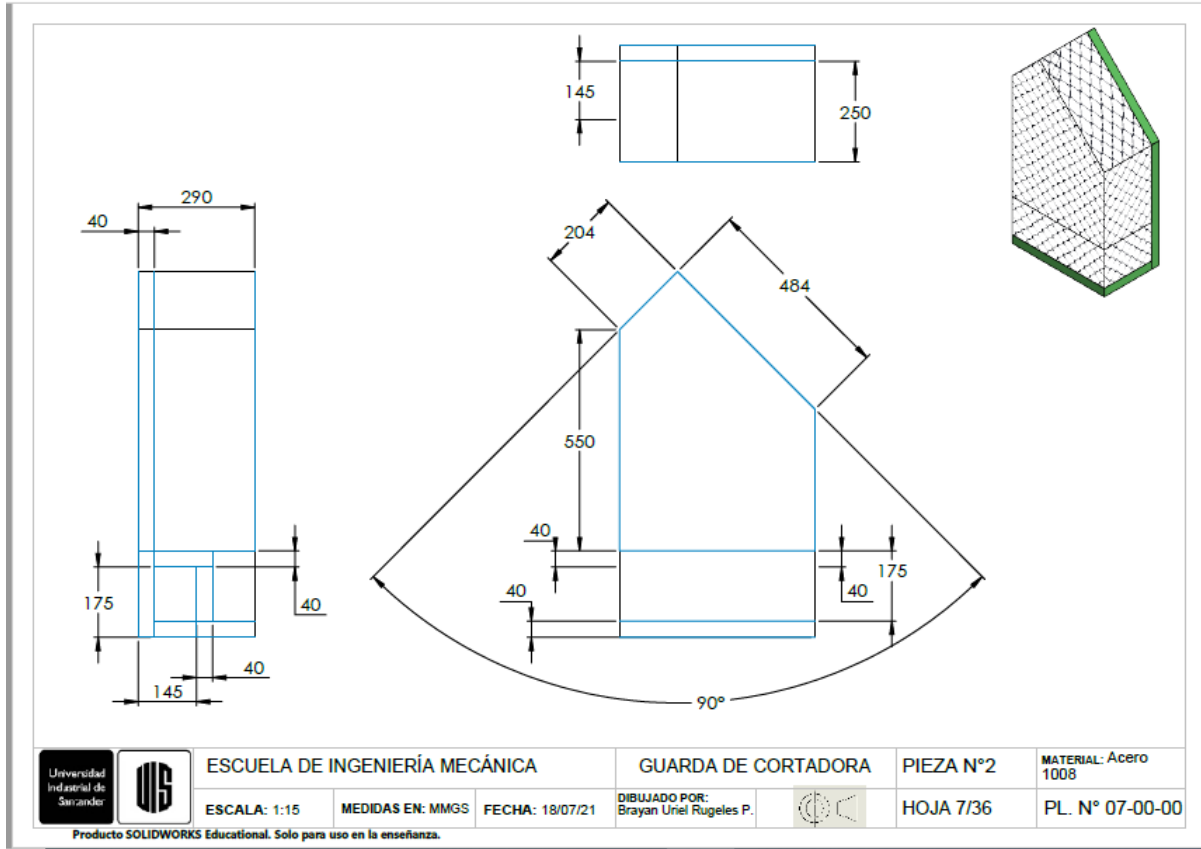


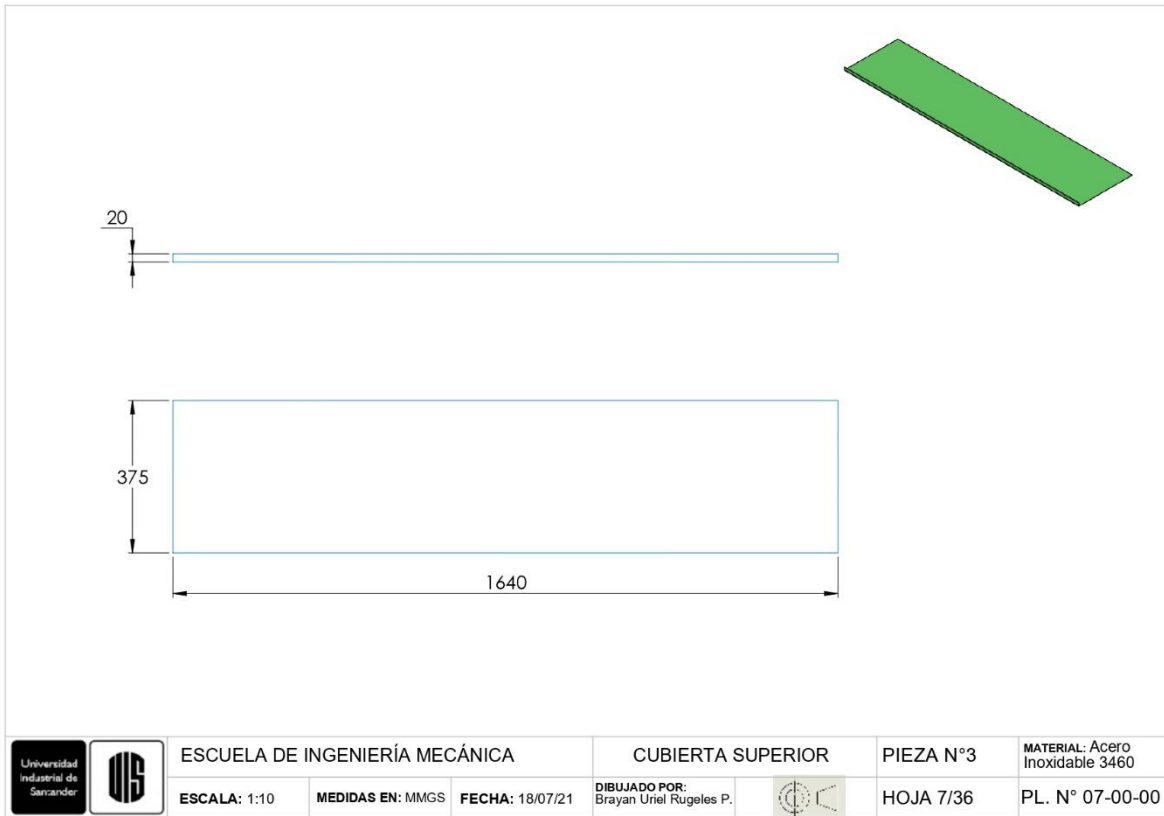
NOTA: TUBERIA DE PERFIL CUADRADO DE 4X4

 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			BASTIDOR		PIEZA N°1	MATERIAL: ACERO 1020
	ESCALA: 1:20	MEDIDAS EN: MMGS	FECHA: 15/06/22	DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugeles P.		HOJA 5/36	PL. N° 05-00-00

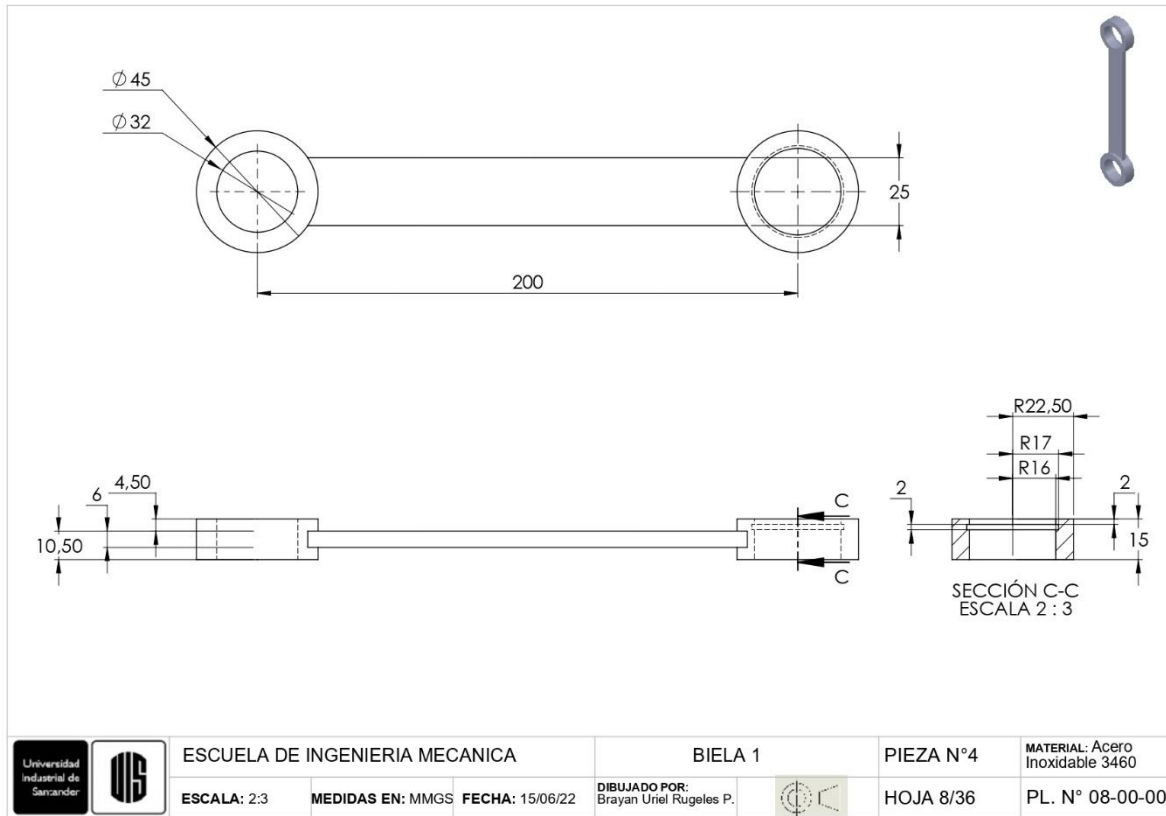
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

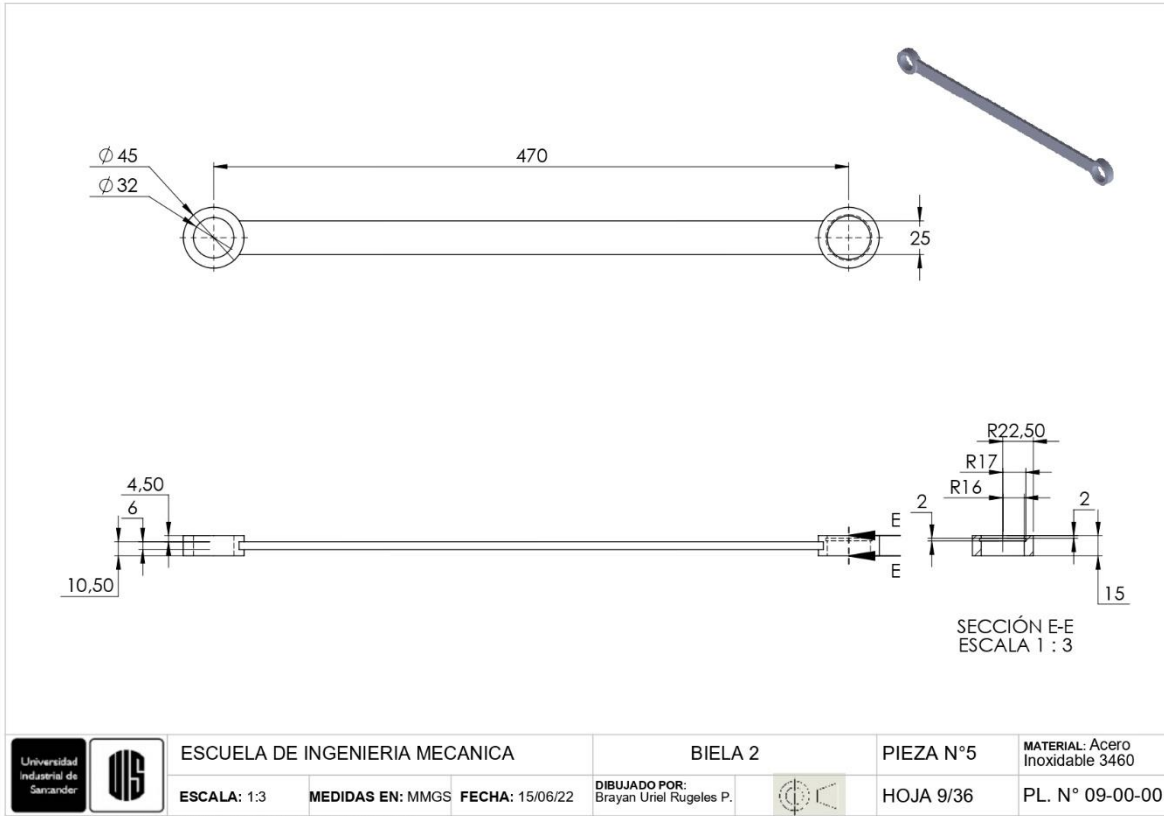


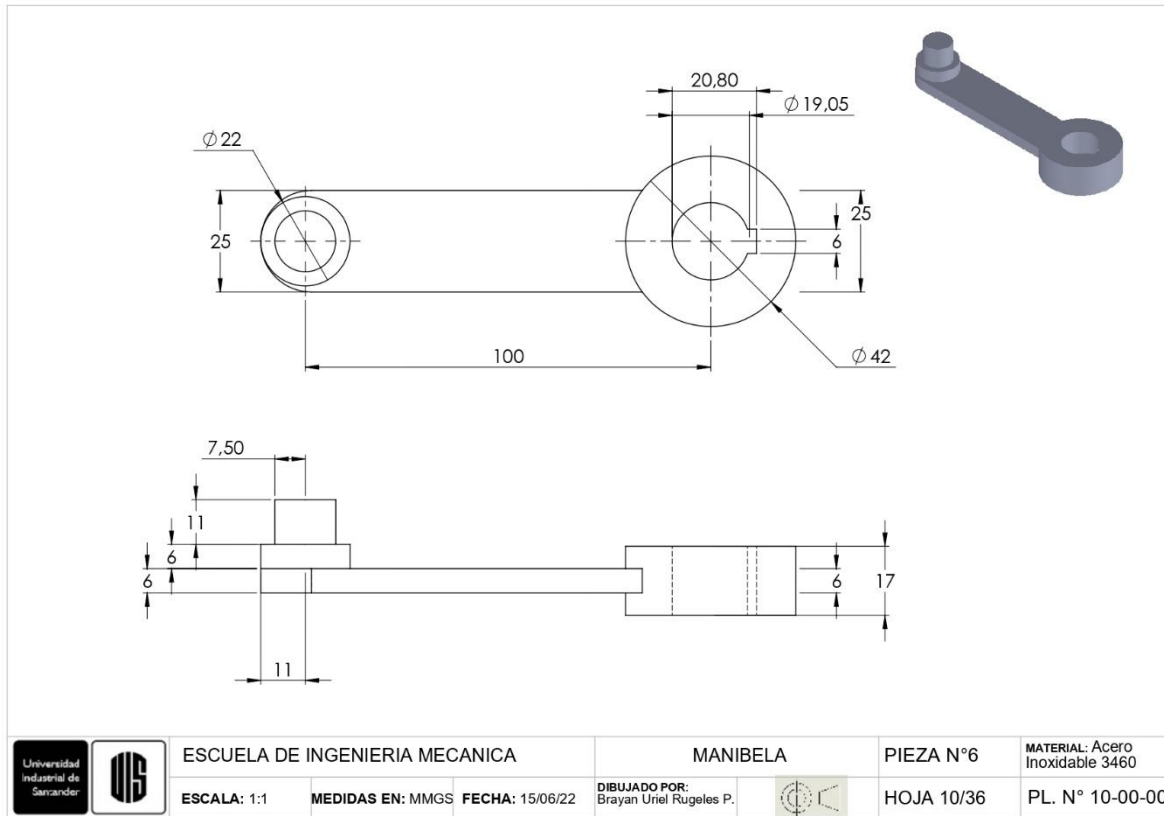


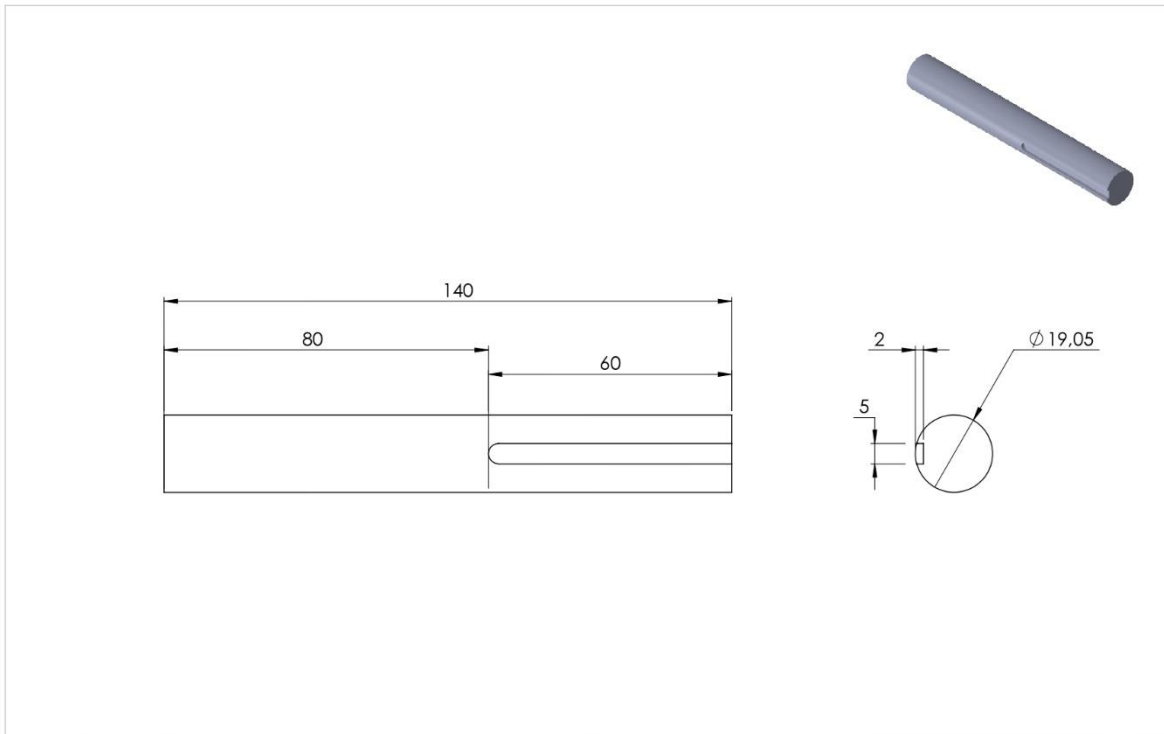


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.









ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

EJE CONDUCTIVO DE CORTE

PIEZA N°7

MATERIAL: Acero  
Inoxidable 3460

ESCALA: 1:1

MEDIDAS EN: MMGS

FECHA: 15/06/22

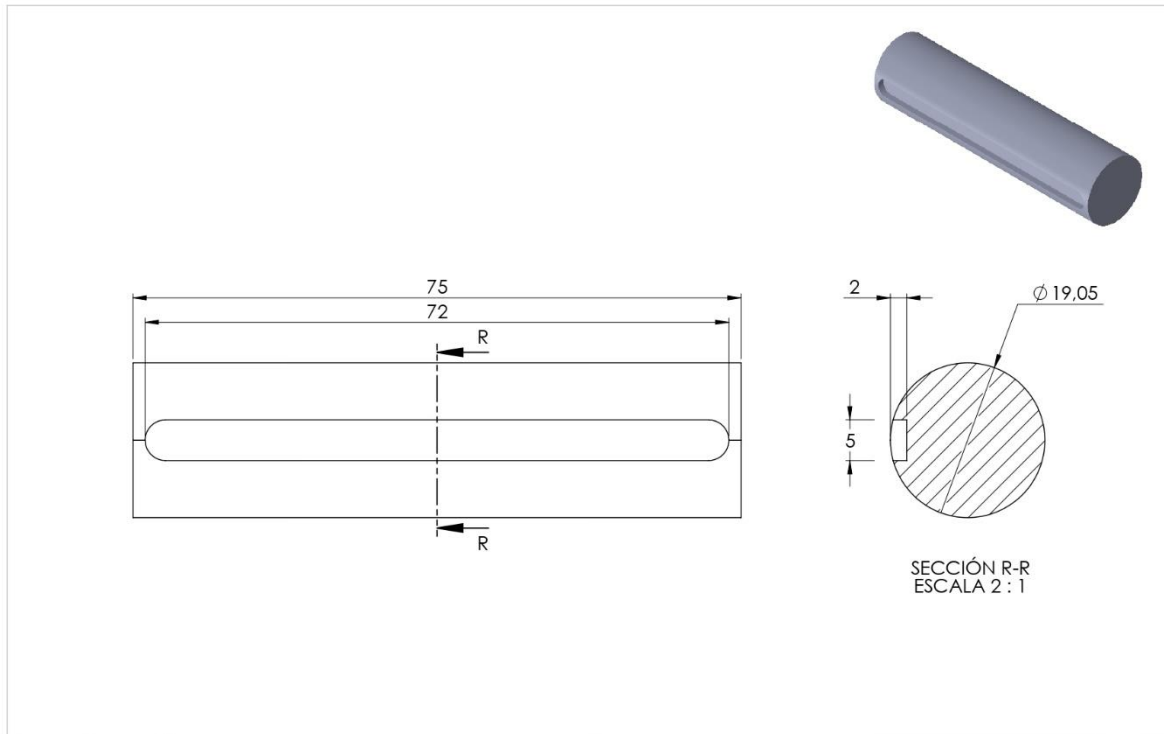
DIBUJADO POR:  
Brayan Uriel Rugeles P.



HOJA 11/36

PL. N° 11-00-00

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

EJE MOTRIZ DE CORTE

PIEZA N°8

MATERIAL: Acero  
Inoxidable 3460

ESCALA: 2:1

MEDIDAS EN: MMGS

FECHA: 15/06/22

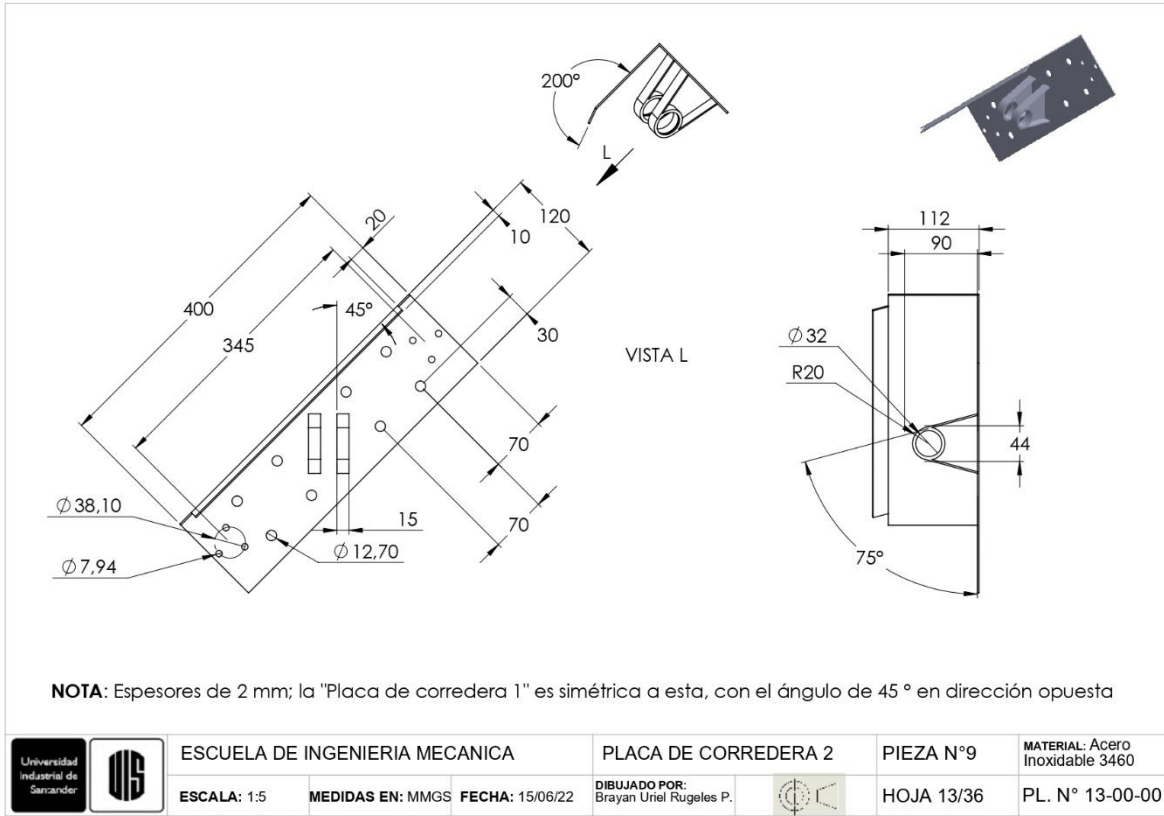
DIBUJADO POR:  
Brayan Uriel Rugeles P.

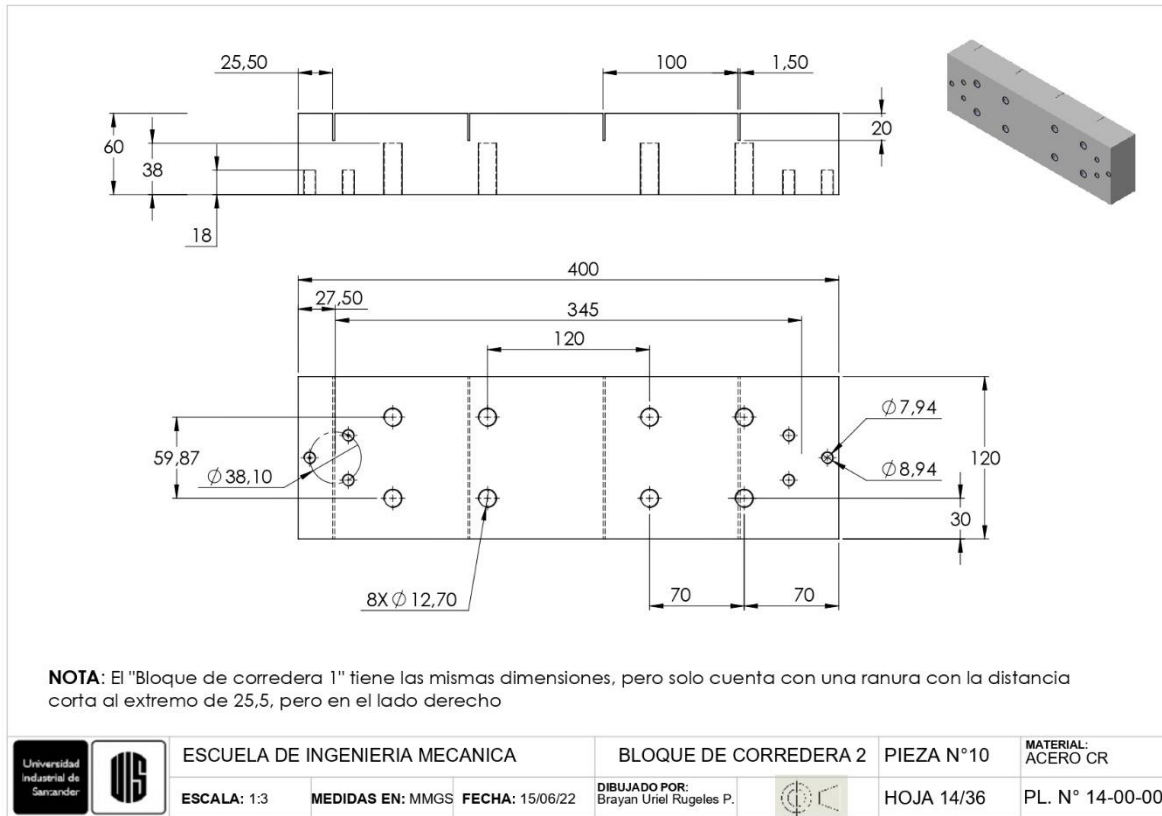


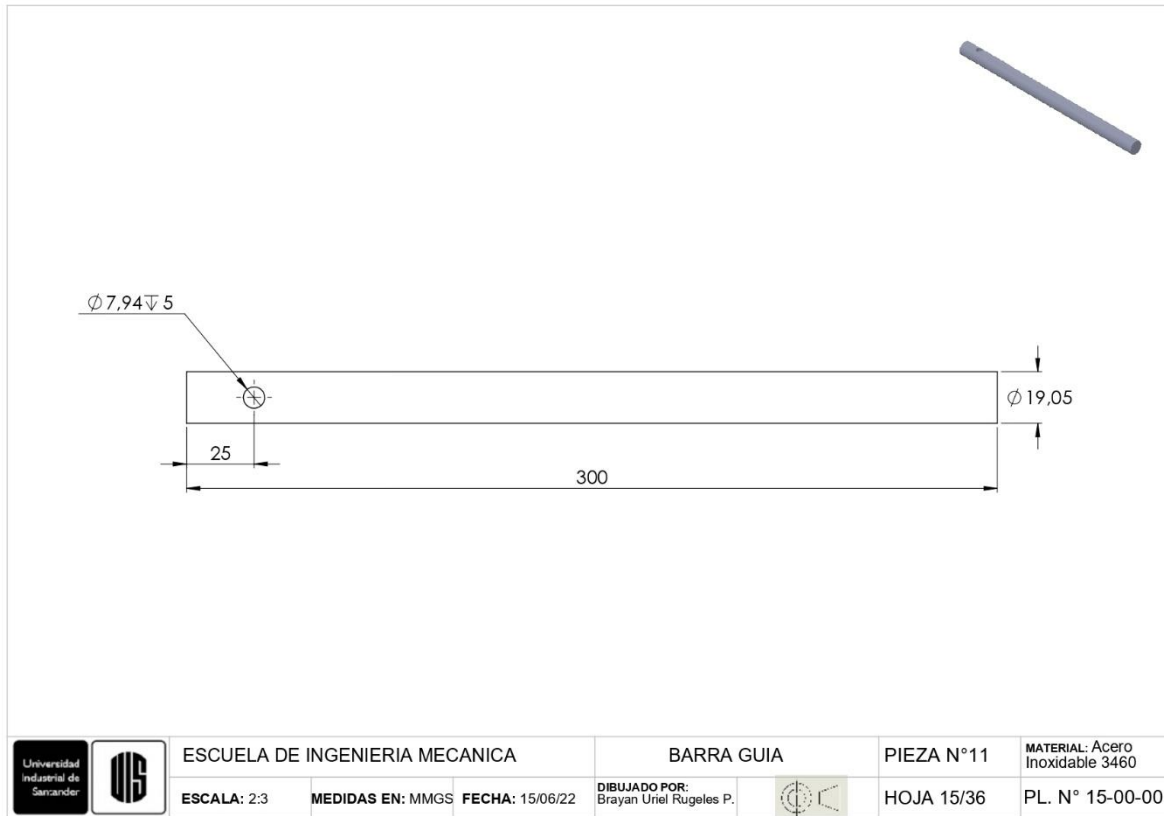
HOJA 12/36

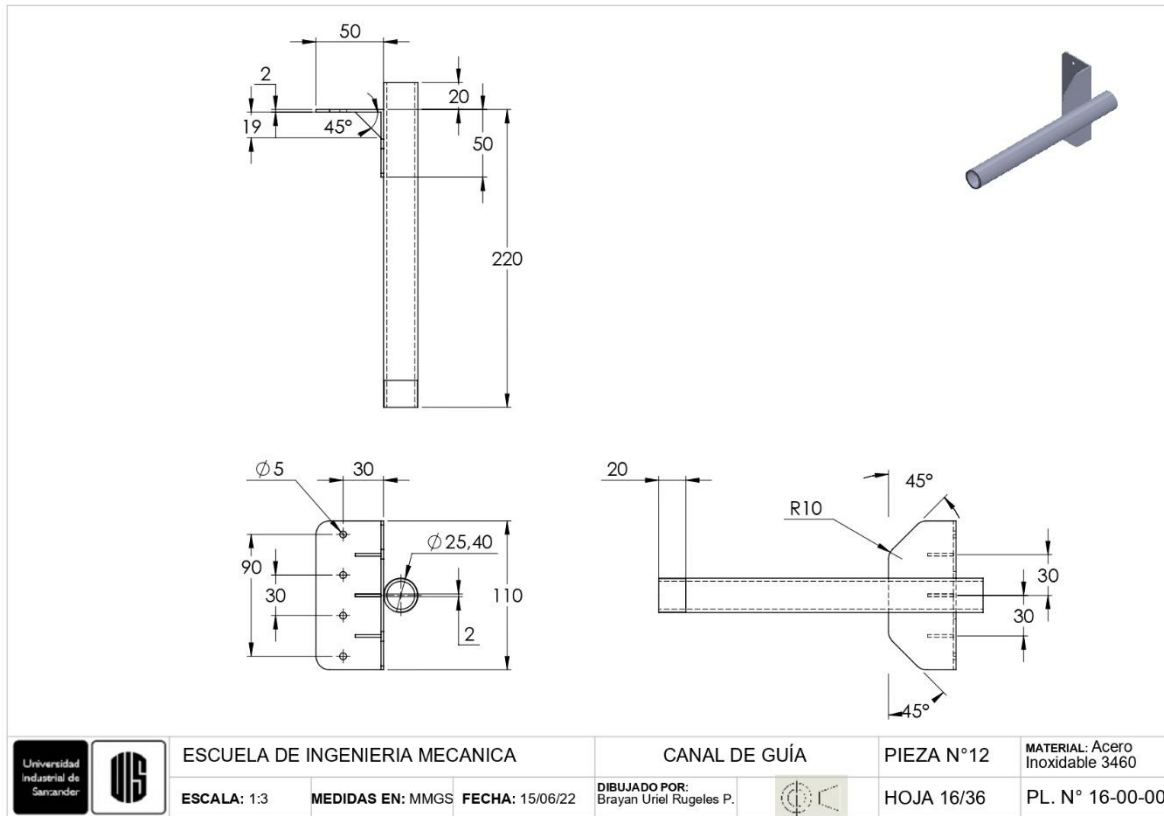
PL. N° 12-00-00

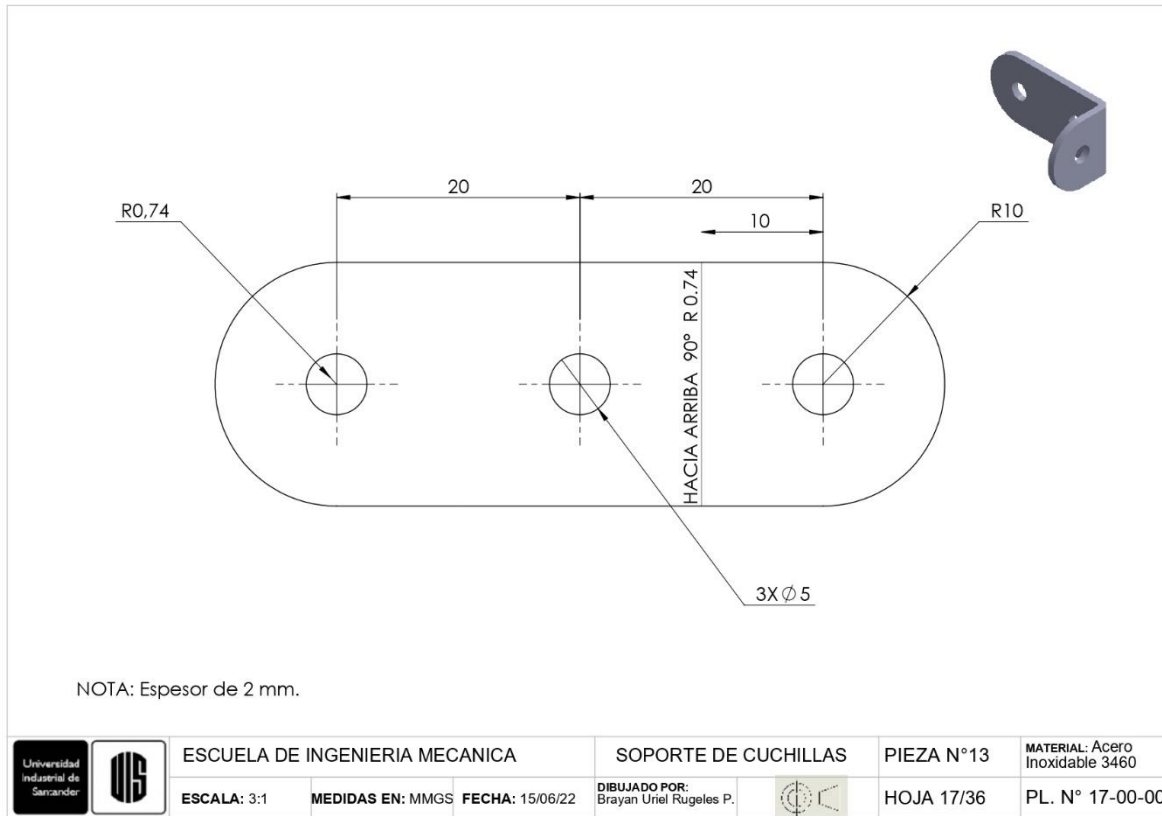
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

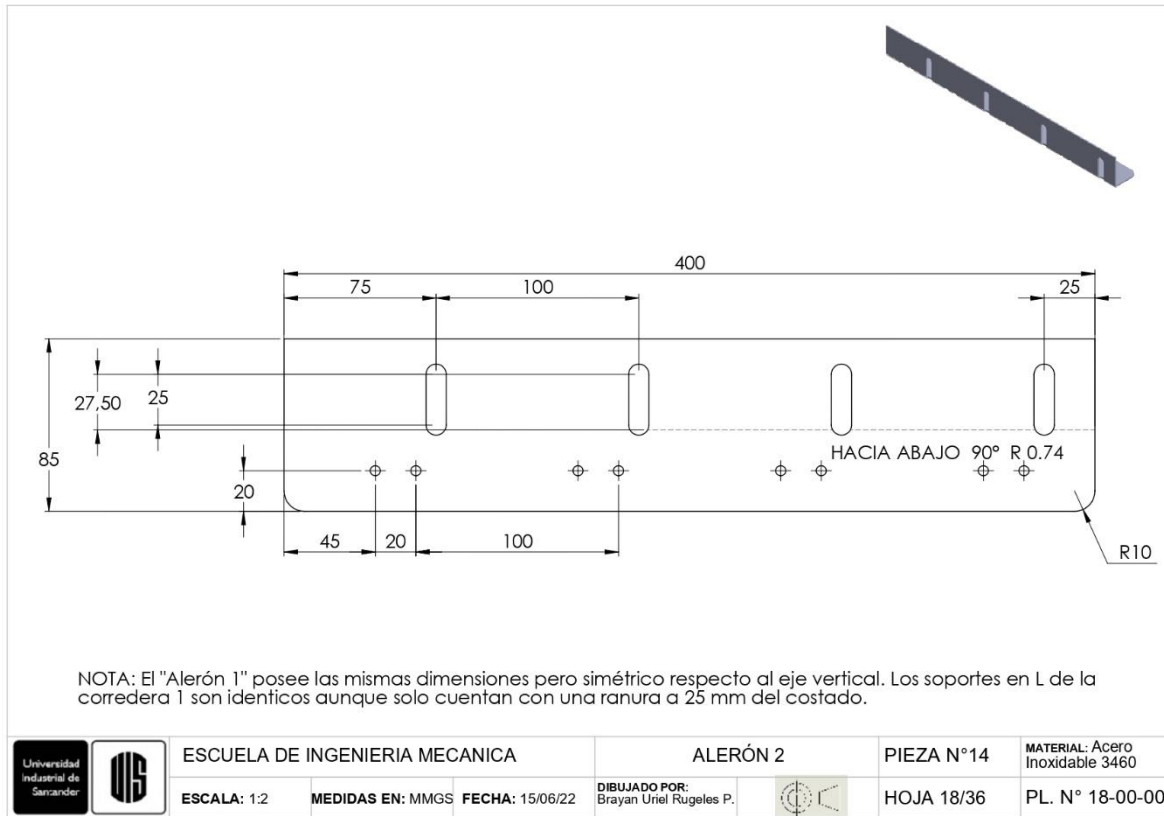


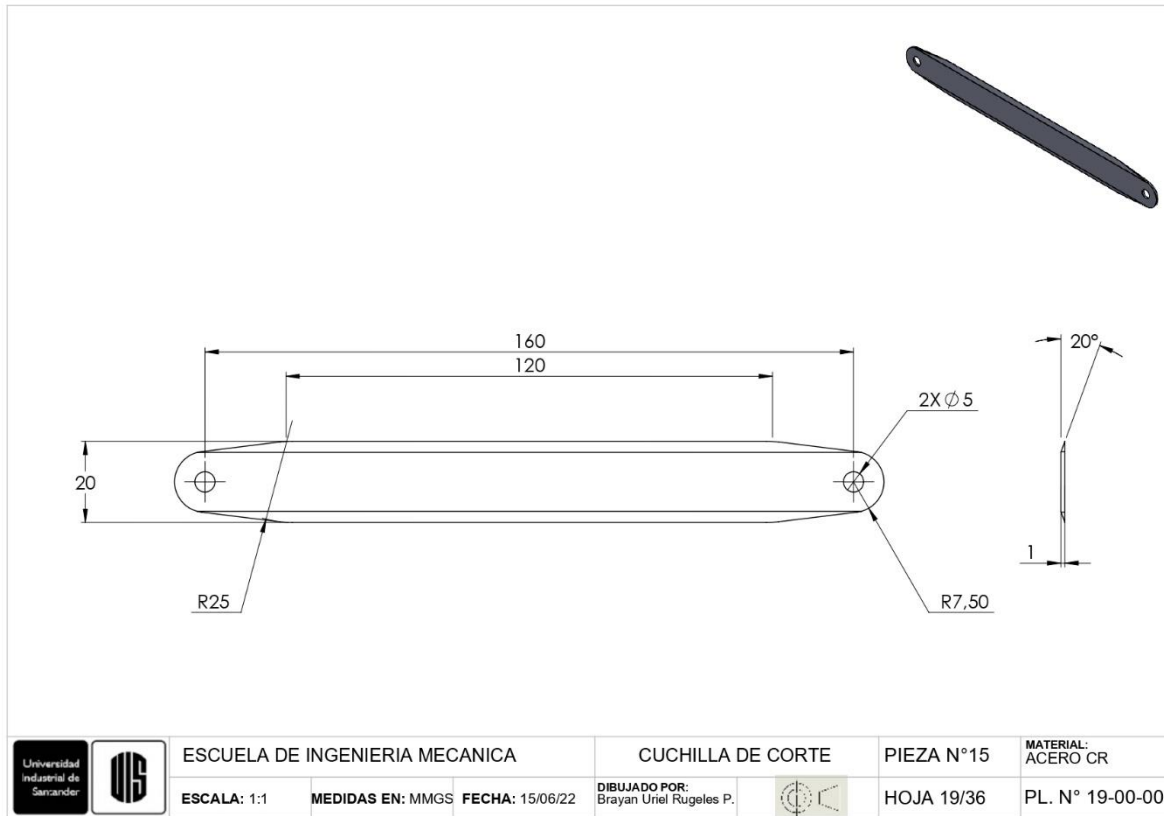


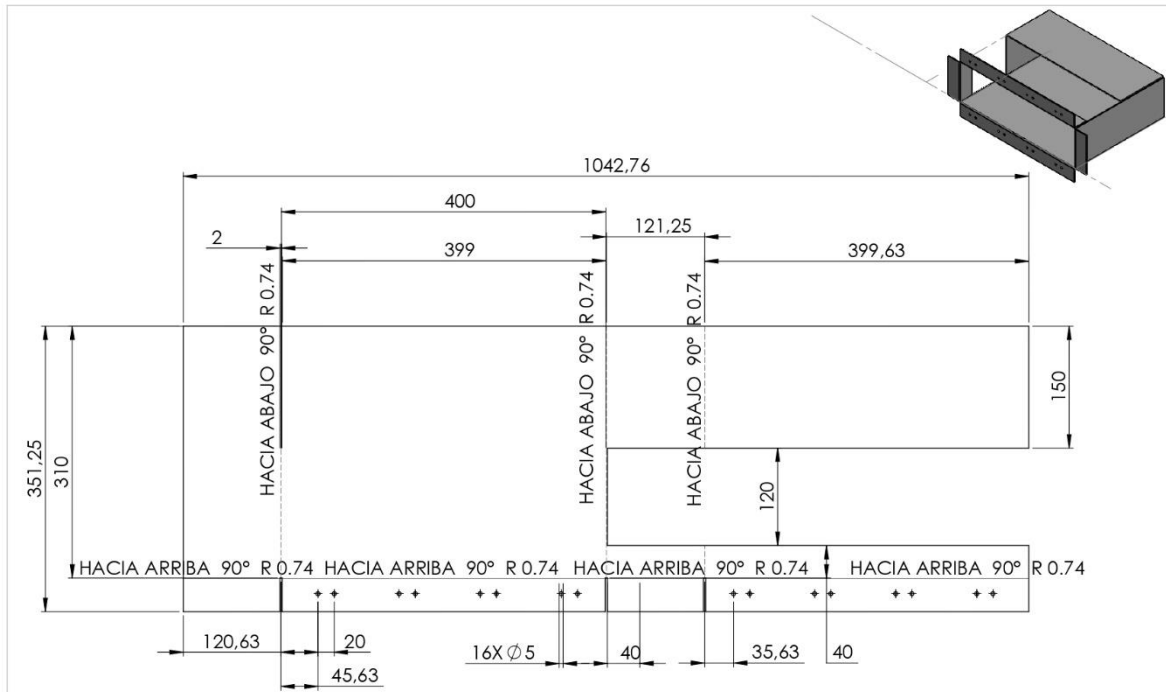








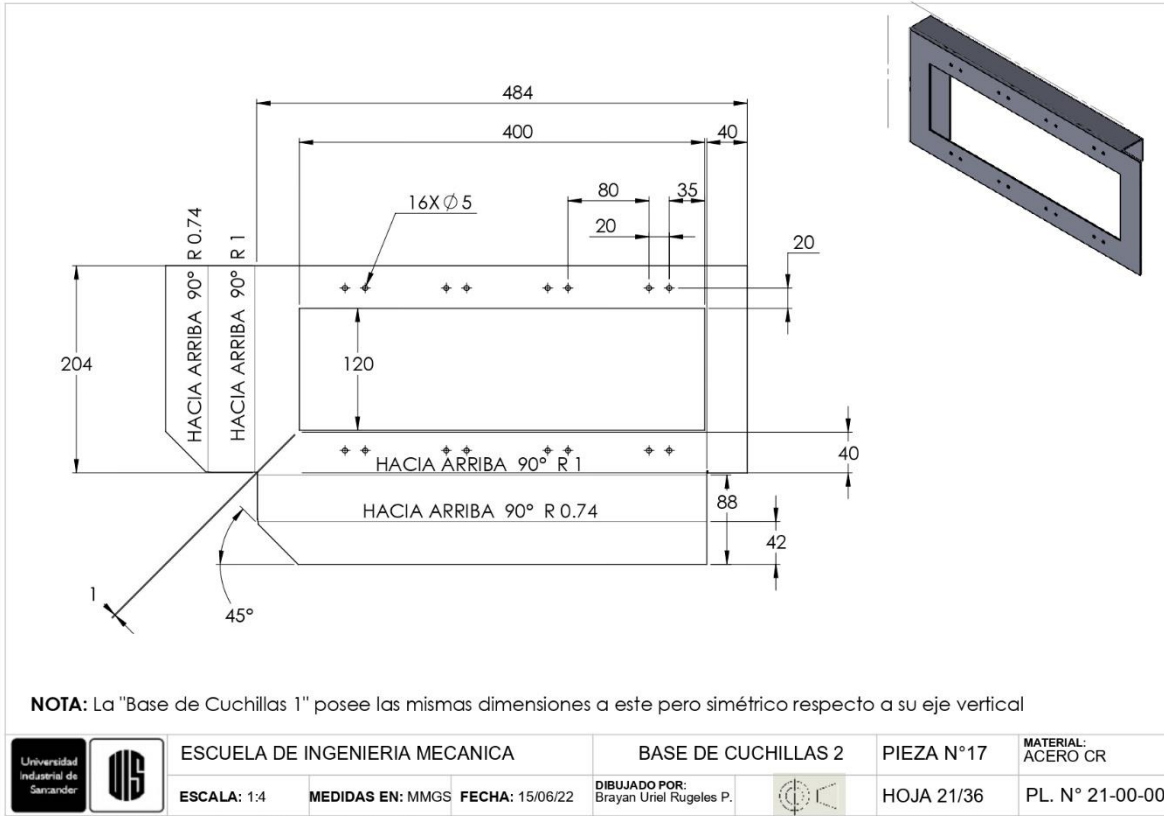


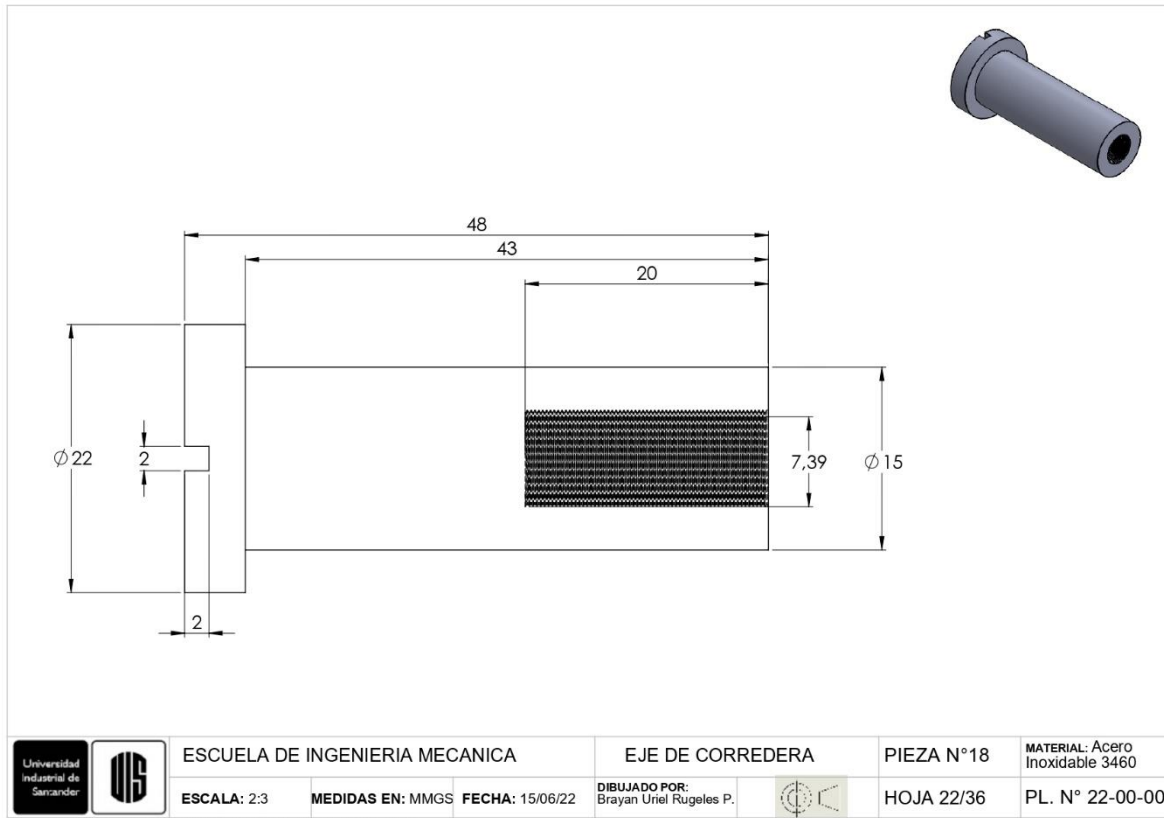


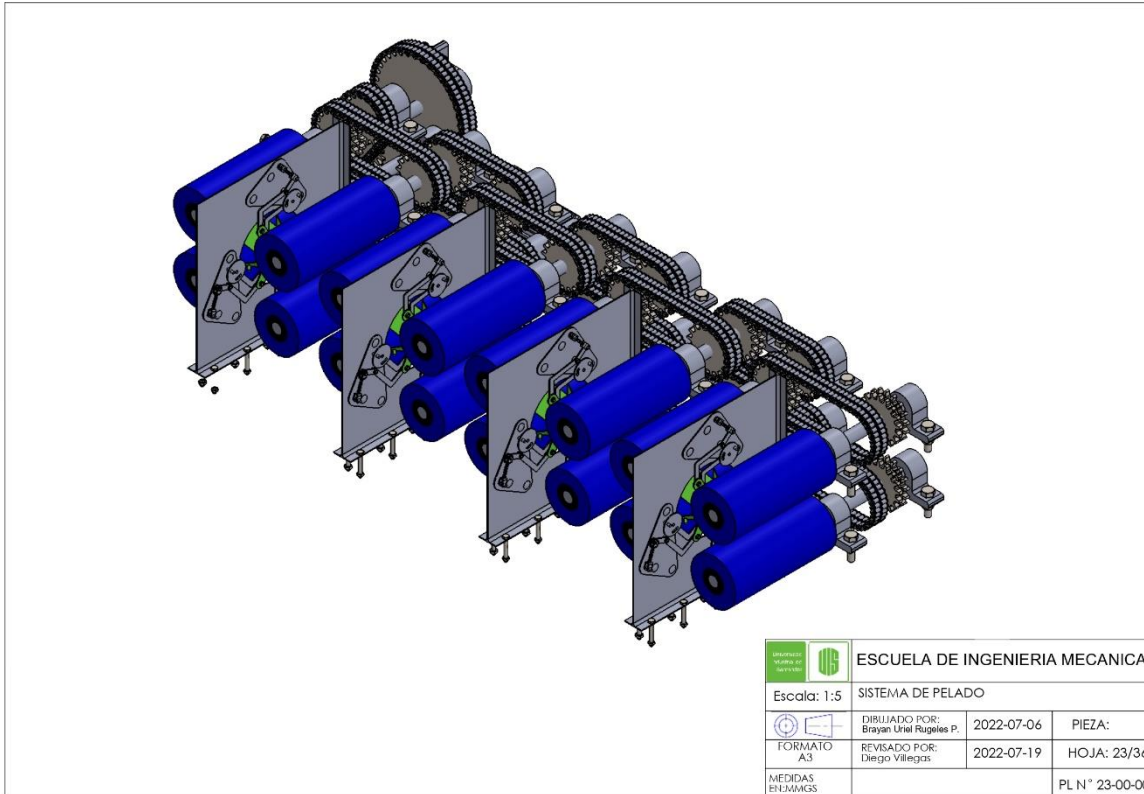
NOTA: El "Canal de Corte 1" posee las mismas dimensiones a este pero simétrico respecto a su eje vertical

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			CANAL DE CORTE 2		PIEZA N°16	MATERIAL: ACERO CR
	ESCALA: 1:5	MEDIDAS EN: MMGS	FECHA: 15/06/22	DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugeles P.		HOJA 20/36	PL. N° 20-00-00

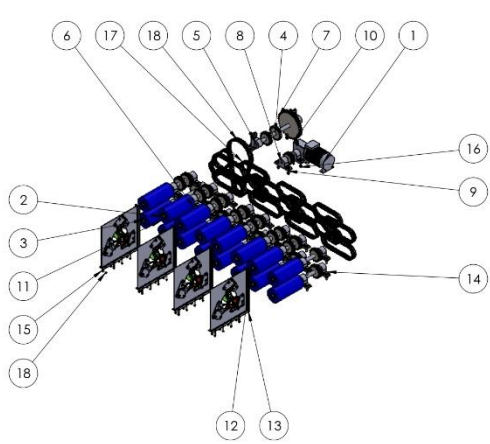
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.









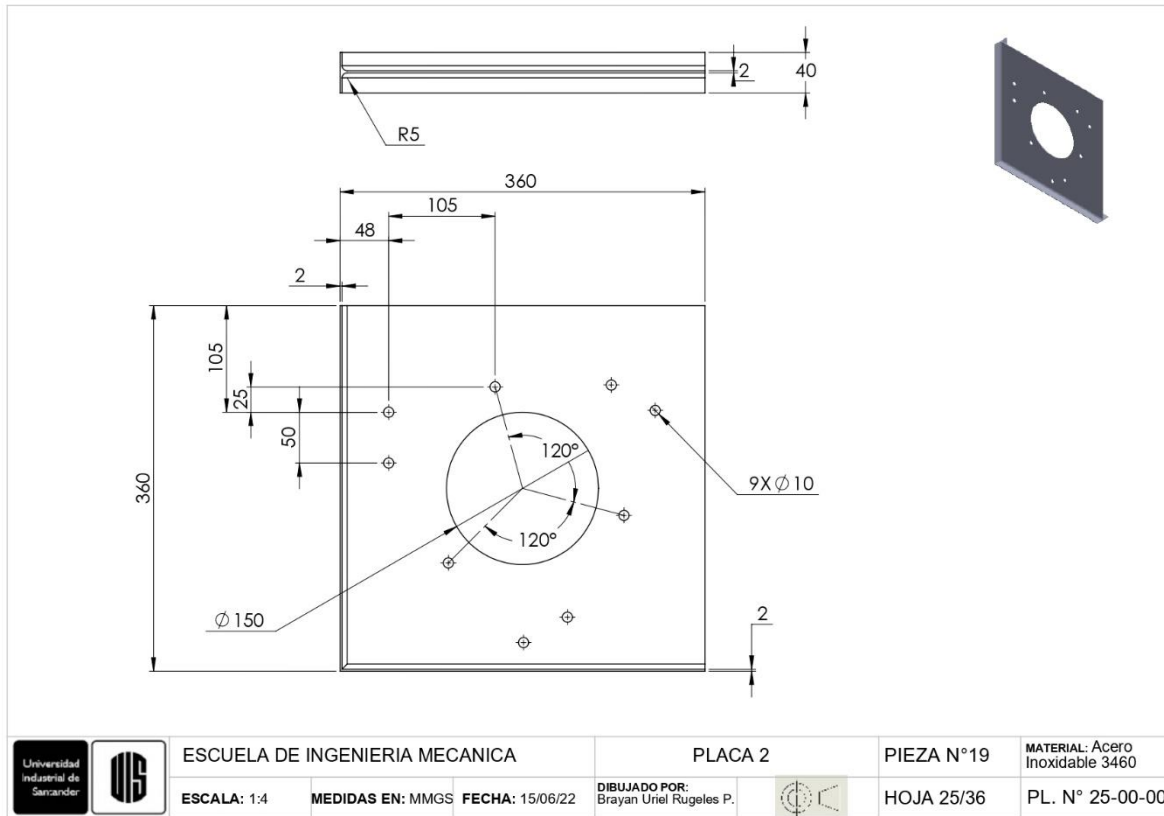
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



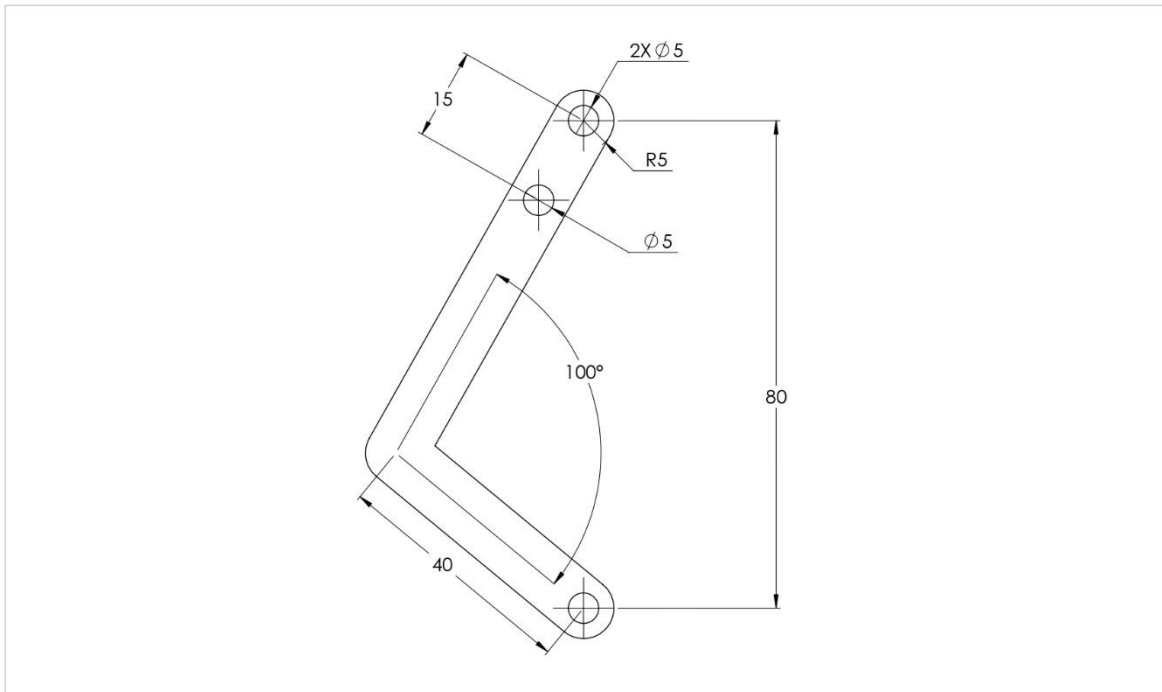
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Motor	1
2	Rodillo de tracción	16
3	Eje del primer rodillo	1
4	Metric - Spur gear 5M 20T 20PA 20FW --- S20N75H50L25R1	2
5	Eje de inversión de giro	1
6	Chumacera 1 in	34
7	SC604-0.75P17RT17SN3.0H2.0L0.8125N	32
8	Eje del reductor	1
9	Chumacera 0.5 inch	2
10	Reductor	1
11	Espuma de recubrimiento	16
12	Eje de rodillos	15
13	Sistema de cuchillas	4
14	HHBOLT 0.5000-13x1.875x1-N	60
15	HJNUT 0.2500-28-D-N	75
16	HBOLT 0.4375-20x1.25x1.125-N	12
17	Cadena	12
18	HFBOLT 0.25-28x2x0.75-N	32

 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>			
Escala: 1:20 SISTEMA DE PELADO			
 DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugelios P.	2022-07-06	PIEZA:	
FORMATO A3	REVISADO POR: Diego Villegas	2022-07-19	HOJA:24/36
MEDIDAS EN MM/CS.			PL N° 24-00-00

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



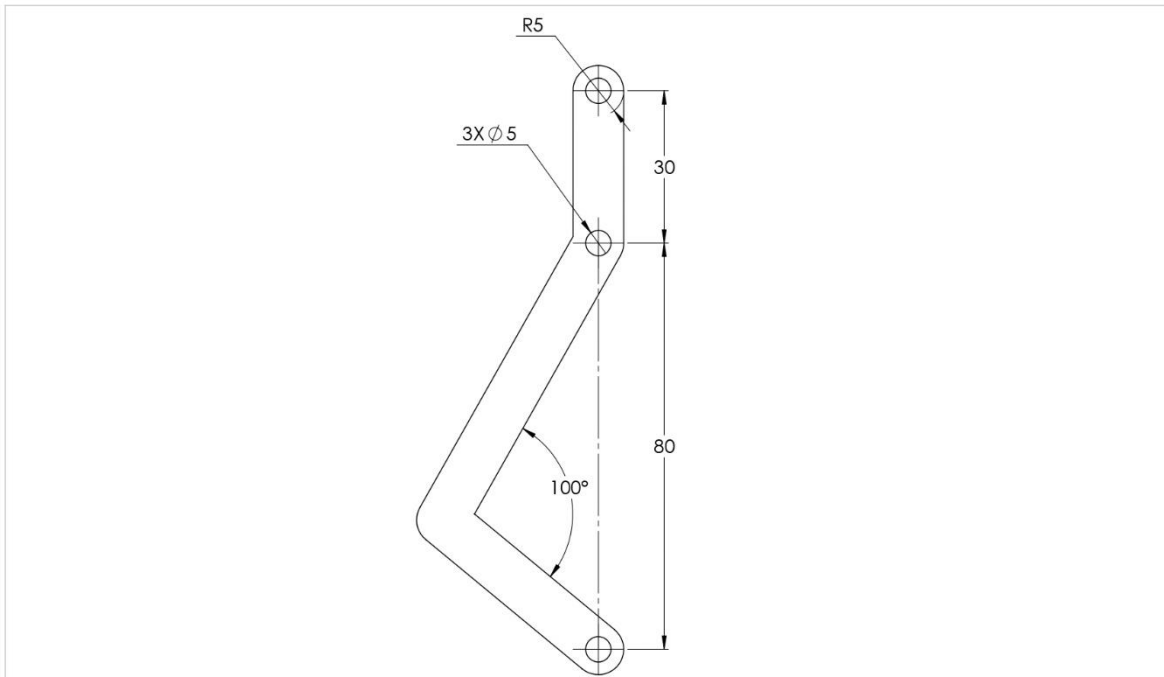




**NOTA:** 3 unidades corte láser espesor 2 mm. Acero HR

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			BARRA 2		PIEZA N°21	MATERIAL: Acero Inoxidable 3460
	ESCALA: 3:2	MEDIDAS EN: MMGS	FECHA: 18/07/21	DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugeles P.		HOJA 27/36	PL. N° 27-00-00

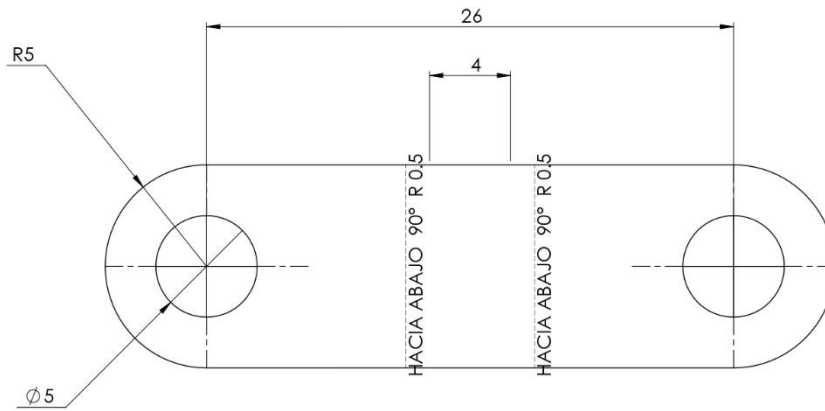
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.





**NOTA:** 3 unidades corte láser espesor 2 mm. Acero HR

		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			BARRA 4	PIEZA N°22	MATERIAL: Acero Inoxidable 3460
		ESCALA: 5:4	MEDIDAS EN: MMGS	FECHA: 18/07/21	DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugeles P.		HOJA 28/36

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



**NOTA:** 3 unidades corte láser espesor 2 mm. Acero HR

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			PLACA RESORTE		PIEZA N°23	MATERIAL: Acero Inoxidable 3460
	ESCALA: 5:1	MEDIDAS EN: MMGS	FECHA: 18/07/21	DIBUJADO POR: Brayan Uriel Rugeles P.		HOJA 29/36	PL. N° 29-00-00

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

