

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE CUENCA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

*Trabajo de titulación previo  
a la obtención del título de  
Ingeniero Mecatrónico*

**PROYECTO TÉCNICO:**

**“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA Y  
CONTADORA DE TOMATES DE ÁRBOL”**

**AUTOR:**

JORGE LEONARDO CAJAMARCA URGILÉS

**TUTOR:**

ING. JOHN IGNACIO CALLE SIGÜENCIA, Ph.D.

CUENCA - ECUADOR

2021

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo, Jorge Leonardo Cajamarca Urgilés con documento de identificación N° 0105425755, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: **“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA DE TOMATES DE ÁRBOL”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de *Ingeniero Mecatrónico*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, noviembre de 2021.



---

Jorge Leonardo Cajamarca Urgilés

C.I. 0105425755

## CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA Y CONTADORA DE TOMÁTES DE ÁRBOL**”, realizado por Jorge Leonardo Cajamarca Urgilés, obteniendo *Proyecto Técnico*, que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, noviembre de 2021.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'John Calle Sigüencia', written over a horizontal line.

---

Ing. John Calle Sigüencia Ph,D

C.I. 0102118213

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD**

Yo Jorge Leonardo Cajamarca Urgilés con documento de identificación N° 0105425755, autor del trabajo de titulación: “**DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MAQUINA CLASIFICADORAY CONTADORA DE TOMATES DE ARBOL**”, certifico que el total del contenido del *Proyecto Técnico*, es de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, noviembre de 2021.



---

Jorge Leonardo Cajamarca Urgilés

C.I. 0105425755

## **DEDICATORIA**

Agradezco a Dios, por brindarme salud, fuerza y valentía para vencer los obstáculos que se han puesto en este trayecto de estudios importante para mi vida. De igual forma, estoy muy agradecido con la Virgen María, por acompañarme en cada paso que he dado para lograr permanecer donde estoy.

Gratifico también a mis padres Jorge Cajamarca y Melva Urgilés, por inspirarme y motivarme día a día a seguir adelante, también por estar pendientes de mi conducta y responsabilidad en cada etapa de mi vida, y mucho más ahora cuando me apoyan a ser un profesional.

Reconozco de igual manera el apoyo incondicional de mi tía Sandra Urgilés, por haberme aconsejado y guiado en ciertas circunstancias de mi vida que he afrontado en este largo trayecto de preparación profesional.

Dirijo mi agradecimiento a mi hermana Lourdes Cajamarca, por haberme brindado su tiempo y cariño en momentos difíciles de mi vida, y también doy gracias a todos quienes estuvieron apoyándome desde que empecé mis estudios.

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a mi tutor Ing. John Calle, PhD por su disposición y apoyo para el desarrollo de este trabajo de titulación, también por las ideas y experiencias compartidas para lograr culminar este proyecto de grado.

Dirijo mi gratificación a la Universidad Politécnica Salesiana por permitirme formarme como un profesional dentro de sus aulas e instalaciones que sirvieron para ganar experiencias tanto en el rango académico como ético.

# Índice

<b>CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR</b> .....	I
<b>CERTIFICACIÓN</b> .....	II
<b>DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD</b> .....	III
<b>DEDICATORIA</b> .....	IV
<b>AGRADECIMIENTOS</b> .....	V
<b>Resumen</b> .....	XIII
<b>Abstract</b> .....	XIV
<b>1. Introducción</b> .....	1
<b>2. Problema</b> .....	1
2.1 Antecedentes.....	1
2.2 Importancia y alcances.....	2
2.3 Delimitación.....	2
2.3.1 Delimitación Geográfica.....	2
2.3.2 Delimitación Temporal.....	3
2.4 Problema General.....	3
2.5 Problemas Específicos.....	3
<b>3. Objetivos</b> .....	4
3.1 Objetivo General.....	4
3.2 Objetivos Específicos.....	4
<b>4. Hipótesis</b> .....	4
<b>5. Marco Teórico</b> .....	5
5.1 Producción de tomate de árbol.....	5
5.1.1 Regionalización.....	5
5.1.2 Descripción Botánica del tomate de árbol.....	5
5.1.3 Preparación del terreno.....	5
5.1.4 Composición química.....	6
5.1.5 Plantación de tómate de árbol.....	6
5.1.6 Genotipos o cultivares.....	7
5.1.7 Cosecha y Almacenamiento.....	7
5.1.8 Clasificación de la fruta y Comercialización.....	7
5.1.9 Uso y Consumo.....	8
5.2 Máquinas de Clasificación de Frutas.....	8
5.2.1 Sistemas con clasificación manual.....	8
5.2.2 Clasificación por Anillos.....	9
5.2.3 Clasificación por Cilindros Rotatorios.....	10
5.2.4 Mesa Clasificadora.....	10

5.2.5 Clasificadora de Conducto Inclinado .....	11
5.2.6 Separadores de diferentes formas geométricas .....	12
5.2.7 Clasificación mediante Visión Artificial.....	12
5.2.8 Sistema Contador .....	12
5.2.9 Clasificación mecánica con rodillos.....	13
5.2.10 Clasificación de Cables y Poleas.....	13
5.2.11 Máquina clasificadora de Frutas portátil .....	14
5.2.12 Clasificación de Frutas Usando Sensores fotoeléctricos .....	15
5.2.13 Clasificación por tambor giratorio. ....	15
5.2.14 Clasificación de Frutas por peso. ....	16
<b>6. Marco Metodológico</b> .....	<b>17</b>
6.1 Análisis de la situación actual del proceso de poscosecha de tomate de árbol. ....	18
6.1.1 Recopilación de información del proceso de poscosecha en la parroquia de Guachapala.....	18
6.1.2 Definición de las variables cuantitativas y cualitativas relacionados con el proceso de poscosecha.....	19
6.2 Diseño mecatrónico de la máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol. ....	22
6.2.1 Selección del tipo de máquina de acuerdo a las necesidades identificadas en el proceso de poscosecha.....	22
6.2.2 Diseño de concepto .....	23
6.2.3 Diseño del Sistema de alimentación.....	25
6.2.4 Diseño del Sistema de Clasificación .....	34
6.2.5 Desarrollo del control de la máquina. ....	76
6.3 Análisis de costos de la máquina.....	91
6.3.1 Costo del Sistema de Alimentación (Tabla 11).....	91
6.3.2 Costos del Sistema de Clasificación (Tabla 12).....	93
6.3.3 Costos del Control Eléctrico y Electrónico (Tabla 13) .....	95
6.3.4 Análisis de costos totales.....	96
<b>7. Resultados</b> .....	<b>97</b>
7.1 Resultados de la situación actual del proceso de poscosecha de tomate de árbol .....	97
7.2 Resultados del proceso de diseño mecatrónico .....	97
7.3 Resultado de costos de la máquina.....	102
<b>8. Conclusiones</b> .....	<b>105</b>
<b>9. Recomendaciones</b> .....	<b>106</b>
<b>Referencias</b> .....	<b>107</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>110</b>
Anexo A: Tablas de Banda transportadora.....	110

Tabla A.1. Coeficientes de fricción al correr sobre el soporte de mesa $\mu_T$ , $\mu_R$ y $\mu_{ST}$ (Siegling, 2014). .....	110
Tabla A.2. Factor $C_1$ para el cálculo de tracción máximo $F_1$ (Siegling, 2014). .....	110
Tabla A.3. Factor $C_3$ para el diámetro mínimo de los tambores impulsores. ....	111
Anexo B: Datos para la selección de rodamiento. ....	111
Tabla B.1: Datos técnicos de rodamiento 624 SKF. ....	111
Tabla B.2: Datos técnicos de rodamiento 61904-2RS1 SKF. ....	112
Anexo C: Catálogos de la empresa DIPAC Manta. ....	113
Anexo C.1: Tubo Mecánico Redondo Galvanizado (DIPAC, 2021). ....	113
Anexo C.2: Tubo Mecánico Cuadrado Galvanizado (DIPAC, 2021). ....	114
Anexo C.3: Tubo Mecánico Rectangular Galvanizado (DIPAC, 2021). ....	115
Anexo D: Características del motor reductor. ....	116
Anexo D.1: Características del motor de 180W. ....	116
Anexo D.2: Características de Motor Reductor de 0.25kW. ....	116
Anexo D.3: Factor de Servicio de Motor Reductor WEG CESTARY. ....	117
Anexo E: Parámetros para el cálculo de Correas y Poleas de transmisión Industrial. ....	118
Anexo E.1: Coeficiente de Corrección de la Potencia. ....	118
Anexo E.2: Diagrama para la elección de la sección de la correa. ....	119
Anexo E.3: Diámetro Primitivo de las poleas. ....	119
Anexo E.4: Factor de Corrección en Función de la longitud de la Correa. ....	120
Anexo E.5: Factor de Corrección en Función del arco de contacto. ....	121
Anexo F: Parámetros para el diseño del eje motriz. ....	122
Anexo F.1: Características mecánicas del acero SAE 1045. ....	122
Anexo F.2: Graficas de factores teóricos de concentración de esfuerzos $K_t$ (Budynas & Nisbett, 2008)- ....	122
Anexo G: Características de los sensores para el control. ....	123
Anexo G.1: Hoja de datos de la galga de extensiométricas. ....	123
Anexo G.2: Características del Sensor Capacitivo. ....	124
Anexo G.3: Características del Servomotor. ....	125
Anexo H: Planos de Maquina. ....	126
Anexo I: Planos del circuito de control. ....	127

## Lista de Tablas

<b>Tabla 1.</b> Composición Energética y nutrimental del tomate de árbol .....	6
<b>Tabla 2.</b> Genotipos de Tomate de árbol .....	7
<b>Tabla 3.</b> Clasificación de la fruta de tomate de árbol. ....	8
<b>Tabla 4.</b> Metodología de Investigación. ....	17
<b>Tabla 5.</b> Precio Unitario del tomate de árbol de acuerdo a su tamaño. ....	20
<b>Tabla 6.</b> Tamaños según la clase de tomate de árbol. ....	20
<b>Tabla 7.</b> Peso en gramos de cada tipo de tomate. ....	21
<b>Tabla 8.</b> Cantidad de tomates que se depositan en cajas para su posterior venta. ....	22
<b>Tabla 9.</b> Evaluación de Alternativas para el diseño. ....	22
<b>Tabla 10.</b> Momentos resultantes de los planos xy y xz. ....	63
<b>Tabla 11.</b> Análisis de precios unitarios para el sistema de alimentación .....	91
<b>Tabla 12.</b> Análisis de precios unitarios para el sistema de clasificación.....	93
<b>Tabla 13.</b> Análisis de precios unitarios para el sistema de Control.....	95
<b>Tabla 14.</b> Costo Total para la construcción de la máquina.....	96
<b>Tabla 15.</b> Resultado obtenido de las simulaciones de los componentes más críticos del sistema .....	99
<b>Tabla 16.</b> Características dimensionales obtenidas mediante el cálculo .....	100
<b>Tabla 17.</b> Costos de trabajo sin maquina.....	103
<b>Tabla 18.</b> Costos de trabajo con máquina.....	103
<b>Tabla 19.</b> Resultados de la Tarifa Hora de la Maquina .....	104

## Lista de Figuras

Figura 1. División Política del Cantón Guachapala .....	3
Figura 2. Métodos de Clasificación Manual .....	9
Figura 3. Anillos de diversas dimensiones.....	9
Figura 4. Maquina clasificadora de Cilindros Rotatorios.....	10
Figura 5. Mesa Clasificadora .....	11
Figura 6. Clasificadora de Conducto Inclinado.....	11
Figura 7. Cintas separadoras de diferentes formas geométricas.....	12
Figura 8. Maquina Clasificadora de Rodillos.....	13
Figura 9. Maquina clasificadora de Cables y Poleas.....	14
Figura 10. Maquina Clasificadora Portátil .....	14
Figura 11. Maquina Clasificadora con Sensores Fotoeléctricos .....	15
Figura 12. Maquina Clasificadora de Tambor giratorio.....	16
Figura 13. Maquina Clasificadora de Aguacates por Peso.....	16
Figura 14. Metodología del proceso.....	18
Figura 15. Gavetas plásticas para la recolección del fruto. ....	19
Figura 16. Poscosecha Manual para tomate de árbol. ....	19
Figura 17. Cajas de venta de tomate de árbol.....	20
Figura 18. Medición del Diámetro mediante un Calibrador. ....	21
Figura 19. Medición del Peso del tomate de árbol. ....	21
Figura 20. Diseño conceptual de la máquina. ....	24
Figura 21. Dimensiones de la gaveta de tomate de árbol.....	26
Figura 22. Dimensiones regulares de la tolva de Alimentación.....	26
Figura 23. Dimensiones de la parte inferior de Tolva. ....	27
Figura 24. Dimensiones de la abertura de caída de tomates .....	27
Figura 25. Deformación máxima de la tolva de alimentación.....	28
Figura 26. Configuración de Banda Transportadora para productos .....	28
Figura 27. Distribución de tomates de árbol en la sección de banda transportadora. ....	29
Figura 28. Diseño de Banda transportadora en Inventor.....	33
Figura 29. Deformación de la estructura de la Banda. ....	33
Figura 30. Elementos integrados para la funcionalidad de cazoletas.....	34
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre de la Cazoleta de transporte. ....	35
Figura 32. Diagrama de Cuerpo Libre de Cazoleta.....	35
Figura 33. Simulación de cazoleta de transporte.....	36
Figura 34. Eje para fijación de Rodamiento de Cazoleta. ....	37
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del eje para rodamiento. ....	38

Figura 36. Características de rodamiento 624 SKF.....	39
Figura 37. Aro para cazoletas de transporte.....	42
Figura 38. Fuerzas distribuidas a lo largo del Tubo.....	42
Figura 39. Sección de Tubo para el análisis de sección.....	43
Figura 40. Diagramas de Cortante y Flector de la sección.....	43
Figura 41. Diagrama de Cuerpo Libre del tubo rígido de soporte.....	45
Figura 42. Ensamble del Aro con el tubo de soporte.....	45
Figura 43. Aro Motriz de la Maquina Clasificadora.....	47
Figura 44. Ruedas que soportan al Aro Motriz.....	47
Figura 45. Diagrama de Cuerpo libre del aro motriz.....	47
Figura 46. Diagrama Seccionado del Aro Motriz.....	48
Figura 47. Diagrama de cortante y momento flector de Aro Motriz.....	48
Figura 48. Configuración del eje para transmitir el movimiento hacia el sistema clasificador... 56	56
Figura 49. Diagrama de Cuerpo Libre del eje Motriz.....	58
Figura 50. Diagrama de cuerpo Libre para el plano xy.....	59
Figura 51. Diagrama de Cuerpo libre en el plano xz.....	60
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre corregido.....	62
Figura 53. Diagrama de Cortante V y momento flector M en el plano xy.....	62
Figura 54. Diagrama de Cortante y Momento Flector en el plano xz.....	63
Figura 55. Simulación en ANSYS del eje de transmisión.....	66
Figura 56. Esfuerzos máximos generados en el Eje Motriz.....	67
Figura 57. Características del rodamiento 61904-2RS1.....	67
Figura 58. Placa de soporte para eje motriz.....	70
Figura 59. Esfuerzos generados en el soporte del eje motriz.....	71
Figura 60. Deformaciones ocasionadas en el soporte del eje motriz.....	71
Figura 61. Estructura para galgaextensiométrica.....	72
Figura 62. Ubicación de las estructuras de las galgas extensiométricas en la máquina.....	72
Figura 63. Estructura de soporte para Servomotor.....	73
Figura 64. Ubicación de los actuadores dentro de la máquina.....	73
Figura 65. Estructura del sistema de clasificación.....	74
Figura 66. Cargas aplicadas a la estructura de soporte de todo el sistema de clasificación.....	74
Figura 67. Esfuerzos de la estructura del sistema de clasificación.....	75
Figura 68. Deformación de la estructura del sistema clasificador.....	75
Figura 69. Diagrama de proceso de control.....	77
Figura 70. Proceso Secuencial de Control Programa.....	78
Figura 71. Configuración de los puertos MCU 16F1517.....	79
Figura 72. Esquema eléctrico de las conexiones del motor Monofásico.....	86

Figura 73. Circuito Acondicionador de señal de galga extensiométrica .....	87
Figura 74. Circuito amplificador de mV a V para la señal de la galga .....	88
Figura 75. Convertidor voltaje DC-DC Stop-up 2A MT3608 .....	89
Figura 76. Esquema de conexión del Sensor Capacitivo .....	89
Figura 77. Circuito de transistor en configuración de interruptor .....	89
Figura 78. Modulo contador de pulsos.....	90
Figura 79. Conexión eléctrica Servomotor.....	91
Figura 80. Sistema de Alimentación .....	98
Figura 81. Zona de clasificación de la máquina.....	98
Figura 82. Sistema motriz del sistema de clasificacion.....	99
Figura 83. Diseño Final obtenido del diseño mecatrónico .....	100
Figura 84. Pulsos de control para el sistema de clasificación .....	101
Figura 85. Periodo de tiempo en alto de lo sensores capacitivos .....	101

## Resumen

La clasificación y conteo de tomates de árbol es un proceso que se ejecuta de forma manual en la poscosecha dentro de la Comunidad de Don Julio perteneciente al cantón Guachapala, aquella actividad realizada por los productores de esta fruta se ve afectado por la postura que mantienen al momento de clasificar y contar el producto, las causas que llegan a tener son dolores musculares en la columna, rodillas y otras articulaciones, contaminación de sus manos que provoca alergias, y errores de conteo cuando existe distracción.

En base a los inconvenientes que surgen en el proceso de poscosecha manual se diseña una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol que contribuya al desarrollo de la producción de tomates de árbol en la fase de poscosecha, la finalidad de este diseño está en disminuir los tiempos de clasificado, contado y proteger la salud de los productores. Para ello, primero se identifica un diseño que cumpla con la necesidad del proyecto, luego se determinan los diferentes sistemas que debe incorporarse en el diseño con el propósito de generar un diseño funcional.

En la fase de dimensionamiento de la máquina se considera oportuno tomar en cuenta los parámetros relacionados con el proceso de poscosecha que realizan los trabajadores, de esta manera, mediante una filosofía de diseño mecatrónico se elaboran cada componente mecánico relacionando con la parte de control eléctrico y electrónico, para que en su sinergia permita realizar la clasificación y conteo de forma automatizada.

Por ende, el diseño de la máquina propuesta para la clasificación y conteo detalla en este documento es apta para producciones de tomates de árbol de alrededor de 50 000 tomates semanales, por lo que el costo para una futura recuperación de capital puede ser recuperado con el 5% de los ingresos mensuales de producción, en un periodo de un año.

**Palabras Clave:** Máquina, Diseño Mecatrónico, Clasificación, Conteo.

## **Abstract**

The classification and counting of tree tomatoes is a process that is executed manually in the post-harvest within the Community of Don Julo belonging to the Guachapala canton, that activity carried out by the producers of this fruit is affected by the position they maintain when classify and count the product, the causes they have are muscle pain in the spine, knees and other joints, contamination of their hands that causes allergies, and counting errors when there is distraction.

Based on the inconveniences that arise in the manual post-harvest process, a sorting and counting machine for tree tomatoes is designed that contributes to the development of the production of tree tomatoes in the post-harvest phase, the purpose of this design is to reduce the times of classified, counted and protect the health of producers. To do this, first a design that meets the need of the project is identified, then the different systems that must be incorporated into the design are determined in order to generate a functional design.

In the sizing phase of the machine, it is considered appropriate to take into account the parameters related to the post-harvest process carried out by the workers, in this way, through a mechatronic design philosophy, each mechanical component is elaborated relating to the electrical control part and electronic, so that in its synergy it allows to carry out the classification and counting in an automated way.

Therefore, the design of the machine proposed for classification and counting detailed in this document is suitable for tree tomato productions of around 50,000 weekly tomatoes, so the cost for a future capital recovery can be recovered with the 5% of monthly production income, in a period of one year.

**Keywords:** Machine, Mechatronic Design, Classification, Counting.

# **1. Introducción**

En el Ecuador el tomate de árbol se cultiva en las provincias de Carchi, Imbabura, Pichincha, Cotopaxi, Tungurahua, Chimborazo, Bolívar, Cañar, Azuay y Loja (Revelo et al, 2004). Sin embargo, la mayor producción se encuentra en la provincia del Azuay con una cantidad de 157 frutos/ planta/ año, según estudios este valor se ve reflejado por la menor incidencia de plagas y enfermedades que afectan a los cultivos en la zona (Toala, 2016). En la provincia del Azuay, los cantones que mayor producción de tomate de árbol producen son: Paute, Guachapala, El Pan y Sevilla de Oro. En el Cantón Guachapala la actividad económica se basa fundamentalmente en la agricultura, siendo el tomate de árbol una demanda importante dentro de la provincia (Diaz, 2017).

El tomate de árbol ha tenido gran acogida por negociantes minoristas y mayoristas, aquellos negociantes de este producto son quienes se encargan de distribuir en los mercados, comisariatos y supermercados. El valor agregado que adquiere esta fruta depende netamente de su tamaño y peso, en cuestión a esto surge el problema en el proceso de poscosecha, ya que en esta fase de empaque depende la ganancia del productor. Como se sabe el proceso de poscosecha en la zona se realiza de forma manual, esto ocasiona que en la clasificación y conteo surjan errores, además la posición de aquellas personas que realizan esta tarea provoca a futuro dolores musculares o dolores de articulaciones, de igual manera el contacto que se genera con la fruta afecta a su salud.

A razón de este aspecto, se propone diseñar y simular una maquina clasificadora y contadora de tomates de árbol, considerando los parámetros que intervienen en el proceso de poscosecha. El objetivo de esta propuesta es poder generar un diseño funcional que permita a futuro su construcción y mejore los procesos de poscosecha.

## **2. Problema**

### **2.1 Antecedentes**

La cantidad de producción del tomate de árbol en la comunidad de Don Julo perteneciente al cantón Guachapala corresponde alrededor de 50 000 tomates semanales en cada cosecha, esto toma alrededor de 6 a 7 horas, normalmente se entrega el producto a mercados y negociantes mayoristas tres veces a la semana. Por lo tanto, la distribución del trabajo para la cosecha de esta fruta se basa en dividir la jornada de los trabajadores en dos actividades. La primera consiste en cosechar los tomates maduros, esta actividad normalmente se realiza desde la mañana hasta el mediodía, para posteriormente avanzar como segunda actividad en la postcosecha del tomate relacionados con la clasificación y conteo de la misma. Por lo general, este trabajo se efectúa de 3 a 4 personas, ya que el proceso de postcosecha suele ser demorado.

La clasificación y conteo de tomates de árbol es un proceso que se realiza de forma manual en la postcosecha de este producto, pues esta etapa consiste en clasificar el tomate en calidades: primera, segunda, tercera, cuarta y quinta que directamente tiene que ver con su tamaño, luego debe ser contado y depositado en cajas que servirán para entregar a sus clientes. El trabajo manual efectuado por los productores de esta fruta para la postcosecha se ve afectado por la postura que mantienen al momento de clasificar y contar el producto, esto ocasiona que lleguen a tener fatigas o dolores musculares en la columna y de igual manera pueden adquirir enfermedades debido a que el fruto contiene muchos químicos peligrosos para la salud humana. Otro aspecto a considerar es el error de conteo que se puede originar debido a una falla, desconcentración u olvido de la cantidad de tomates que se está clasificando, esto ocasiona demoras en la entrega o genera reclamos por parte de sus clientes si la cantidad no es exacta.

## **2.2 Importancia y alcances**

En cuestión a la problemática mencionada por los productores de tomate de árbol de la parroquia de Guachapala, el diseño de una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol contribuirá al desarrollo de la producción de tomates de árbol en la etapa de postcosecha, este prototipo evitará que el productor sienta fatiga muscular y también impedirá que se mantenga el contacto con la fruta debido a los elementos químicos que esta posee. De igual manera facilitará el conteo de cada clase de tomate y depositará en las cajas de empaque. El desarrollo de esta máquina proporcionará flexibilidad en la salida del producto.

El Diseño se desarrollará con el propósito de disminuir los tiempos de clasificado, contado y proteger la salud de los productores. Esto proporcionará mayores ganancias en la salida del producto, generando que los productores dediquen a hacer otra actividad y también disminuya el número de personas en la actividad de postcosecha.

## **2.3 Delimitación**

### **2.3.1 Delimitación Geográfica**

El presente trabajo de titulación se realizó en el sector de Don Julo, perteneciente al Cantón Guachapala, ubicado a 51 km de la Ciudad de Cuenca, en la parte nororiental de la provincia del Azuay. En la Figura 1 se presenta el territorio el cual abarca el problema de estudio.



### **3. Objetivos**

#### **3.1 Objetivo General**

Diseñar y simular una máquina que clasifique el tomate de árbol de acuerdo a su tamaño y realice el conteo del mismo, utilizando sistemas mecatrónicos que automaticen el proceso, consiguiendo disminuir el contacto directo del operador con la fruta, la fatiga muscular y errores en el proceso.

#### **3.2 Objetivos Específicos**

Identificar las variables cuantitativas y cualitativas requeridas mediante un análisis del contexto actual de la poscosecha de tomate de árbol, y una revisión bibliográfica del proceso, sistemas y equipo, definiendo las condiciones para el diseño de una máquina de clasificación y conteo de tomate de árbol.

Diseñar una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol utilizando software de ingeniería para análisis y simulación de tal manera que permita verificar su funcionamiento y favorecer una posterior construcción.

Realizar un análisis de costos de la máquina diseñada para establecer su rentabilidad frente a los procesos de clasificación y conteo manuales.

### **4. Hipótesis**

El diseño de una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol aplicando conocimientos mecatrónicos garantizará que se pueda hacer la construcción de un sistema funcional para posteriormente en su implementación mejore el proceso de poscosecha disminuyendo los tiempos de clasificado, errores de conteo, la fatiga muscular y evitando el contacto masivo con la fruta.

## **5. Marco Teórico**

En este punto se analizará el contexto actual de producción de tomate de árbol, pues los aspectos que se mencionan están relacionados desde la siembra de tomate de árbol hasta su cosecha, para luego ser enviado hacia los distintos mercados o empresas que requieran adquirir este producto. De igual manera se hablará sobre las distintas máquinas o sistemas que permiten realizar la clasificación de frutas en el proceso de poscosecha, pues el diseño de estas máquinas han permitido satisfacer las necesidades de los productores agrícolas quienes dedican su tiempo a la producción de frutas.

### **5.1 Producción de tomate de árbol.**

El tomate de árbol (*Solanum betacum* Cav) pertenece a la familia Solanaceae, su origen corresponde a la vertiente de los Andes de Colombia, Ecuador y Perú. Normalmente suele cultivarse en áreas que posean climas templados y frescos de la Sierra ecuatoriana, donde la altura relacionada abarca entre 1200 a 3000 metros sobre el nivel del mar (Mejía, 2016). Estudios de la Universidad de Cuenca demuestran que el tomate de árbol es considerado como uno de los más rentables en la producción agrícola, pues el Catedrático Segundo Maita afirma que la inversión inicial al adquirir semillas, preparar el suelo, abonos, terreno y otros aspectos oscila entre los USD 8000 y 2000 para el mantenimiento de una hectárea de cultivos, esto ocasiona que los ingresos anuales alcancen un valor de USD 20 000 anuales y cabe recalcar que siempre existe cosecha (Cuzco, 2017).

#### **5.1.1 Regionalización**

En Ecuador las principales zonas de cultivo de tomate de árbol son: Salinas, Ibarra, Ambuquí, San Gabriel, Bolívar, Pimampiro, Atuntaquí, Tumbaco, Puenbo, Tambillo, Latacunga, Salcedo, Pelileo, Huachi, Baños, Biblián, Gualaceo, Paute, Girón y Loja (ALBORNOZ, 1992).

#### **5.1.2 Descripción Botánica del tomate de árbol.**

La planta de tomate de árbol puede caracterizarse por ser arbustiva con tallos semileñosos, de follaje grande, alcanzando una altura de 2m a 3m. Las hojas de esta planta tienen la forma de corazón (cordiformes), además son carnosas, levemente pubescentes y muy grandes. Por otro lado, las flores de la planta presentan una pigmentación color rosa y lavanda, agrupadas en racimos terminales, las cuales florecen de manera escalonada. El producto germinado en la planta son de forma ovoidal con ápices puntiagudos, por lo general se los puede encontrar solitarios o agrupados, en donde su color puede variar de amarillo al rojo (Villegas, 2009).

#### **5.1.3 Preparación del terreno.**

Antes de iniciar con la plantación en el terreno, es importante realizar una adecuada selección de terreno y una buena preparación del mismo, esto con el objetivo de obtener las condiciones óptimas para el desarrollo

del frutal. En la preparación del terreno se necesita aflojar el suelo mediante una arada, aquí lo más conveniente sería que este aflojamiento tenga una profundidad mayor a 50cm, esto evitará la limitación de las raíces y el agua en su desarrollo (Juan Leon, 2004).

Se aconseja que el suelo recién labrado, se mantenga expuesto por 15 días a agentes meteorológicos y de los controladores naturales, esto con la finalidad de eliminar los diferentes estados de insectos plaga, ácaros, nematodos y enfermedades (Juan Leon, 2004).

#### 5.1.4 Composición química.

El tomate de árbol es un fruto con una fuente importante de beta caroteno (provitamina A), vitamina B6, vitamina C (ácido ascórbico), vitamina E y hierro. Además contiene altas cantidades de potasio, magnesio y fosforo, por ende en la Tabla 1 se muestra las su composición química energética y nutrimental asociada con esta fruta (Villegas, 2009).

**Tabla 1.** Composición Energética y nutrimental del tomate de árbol

Factor	Corpei (1998)	Romero (1961)
Proteína	2.0 g	1.4 g
Ceniza	0.60 g	0.7g
Energía	27 Calorías	
Vitamina E	2010 U.I	
Humedad	86.03 – 87.07 %	
pH	3.17 – 3.80	
Acidez	1.93 – 1.60	
Caroteno	0.67 mg	
Tiamina	0.10 mg	0.05 mg
Riboflavina	0.03 mg	0.03 mg
Ácido Ascórbico	29.0 mg	25.0 mg
Niacina	1.07 mg	1.1 mg
Calcio	9.00 mg	6.0 mg
Fósforo	41.0 mg	22.0 mg
Hierro	0.90 mg	0.4 mg
Vitamina A		1000 U.I.
Calorías		30
Agua		89.1 g
Grasa		0g
Carbohidratos		7.0 g
Fibra		1.1 g

Fuente: (Feican-Mejia, 2016)

#### 5.1.5 Plantación de tomate de árbol.

El proceso de siembra de tomate de árbol ya en el terreno preparado, se realiza después de que han transcurrido entre 45 a 60 días tras haber trasplantado las plántulas a fundas en el vivero, el rango promedio de altura de estas plantas abarcan entre 15 a 20 cm, indicando que están listas para ser depositadas en el campo o terreno (Juan Leon, 2004).

No obstante, antes de empezar en la siembra de las plántulas, primero se realiza un trazado logrando cuadrar el terreno, pues esta es una forma de alinear las filas donde serán enterradas las plántulas, posterior a ello

se abrirán los hoyos y se ubicarán las plantas de los viveros de acuerdo a las distancias de plantación determinadas (Juan Leon, 2004).

Las distancias de plantación entre plantas y fila más común aplicada por los productores se encuentran entre 1.5 m x 1.5 m (4444 plantas/ha); 2.0 m x 2.0 m (2500 plantas/ha), 1.8 m x 1.8 m (3086 plantas/ha), 1.5 m x 2.0 m (3333 plantas/ha); incluso se llega a extremos de 1.0 m x 1.0 m (10 000 plantas/ha) (Juan Leon, 2004).

### 5.1.6 Genotipos o cultivares.

Los genotipos de tomate de árbol en los huertos de esta planta están constituidos por al menos dos cultivares, en donde se afirma que los más predominantes son los anaranjados por su mayor valor comercial y en menor cantidad los del tipo morados. No obstante, existen otras variedades de tomate de árbol estas se mencionan en la Tabla 2 (Juan Leon, 2004).

**Tabla 2.** Genotipos de Tomate de árbol

<b>Tipo de tomate</b>	<b>Características</b>
Cultivar Anaranjado Puntón	Peso: 75g Longitud: 6.8 cm Ancho: 4.6 cm
Cultivar Anaranjado Redondo	Peso: 75 g Longitud: 5.5 cm Ancho: 4.7 cm
Cultivar Anaranjado Gigante	Peso: 118 g Longitud: 7 cm Ancho: 6 cm
Cultivar Morado Neocelandés	Peso: 85g Longitud: 6.4 cm Ancho: 4.6 cm
Cultivar Morado Gigante	Peso: 117g Longitud: 8 cm Ancho: 5.8 cm

**Fuente:** (Juan Leon, 2004)

### 5.1.7 Cosecha y Almacenamiento

La cosecha de esta fruta se realiza en forma manual, algunos productores lo realizan recolectando con la mano otros productores emplean una tijera de podar para que los frutos tengan su pedúnculo para mejor conservación, durante la cosecha el tomate de árbol debe ser manipulada con cuidado para evitar golpes o heridas que a futuro pueden causar su deterioro. El proceso de cosecha normalmente se realiza usando bolsas cosechadoras, acopiando luego la fruta en jabs plásticas, donde luego será trasladado a la bodega de clasificación, selección y embalaje (Juan Leon, 2004).

### 5.1.8 Clasificación de la fruta y Comercialización.

El tomate de árbol para el mercado debe ser homogéneo y estar compuesto únicamente por frutos del mismo origen, cultivar, categoría, color y calibre. La comercialización dentro del mercado interno se realiza

en jabas plásticas con medidas de 60 x 40 x 18 cm o 50 x 30 x 15 cm, esta fruta es depositadas en las jabas plásticas de acuerdo a la clasificación por su diámetro, por ello en la Tabla 3 se presenta las categorías de acuerdo a su tamaño o diámetro de la fruta (Juan Leon, 2004).

**Tabla 3.** Clasificación de la fruta de tomate de árbol.

<b>Diámetro (mm)</b>	<b>Calibre</b>	<b>Peso Promedio (g)</b>
> 61	A	129
60 – 55	B	118
54 – 51	C	99
50 – 46	D	83
< 45	E	66

**Fuente:** (Juan Leon, 2004)

### **5.1.9 Uso y Consumo**

En Ecuador y Colombia la aplicación de los recursos brindados por la planta de tomate de árbol conlleva a su uso medicinal, pues el fruto o las hojas previamente calentadas se usan para tratar inflamación de amígdalas, por otro lado en Jamaica y Bolivia se atribuye como remedio para problemas hepáticos (Juan Leon, 2004).

Otro aspecto de esta fruta se caracteriza por convertirse en una alternativa para mejorar la dieta popular debido a su contenido de proteína y energía. En la actualidad, la producción de tomate de árbol se ha convertido en una fruta de exportación, dado a su uso terapéutico para tratar con inflamaciones de garganta y para el control de colesterol, de igual forma es considerada una fruta beneficiosa en la alimentación humana cuando se la consume como fruta fresca, en jugos, en repostería o en conservas (Juan Leon, 2004).

## **5.2 Máquinas de Clasificación de Frutas**

Las maquinas clasificadoras tienen una finalidad principal de optimizar el proceso de clasificación de cualquiera que sea el producto con el que trabajan, el desarrollo de su trabajo como maquina proporciona mejorar resultados, disminuir gastos y aumentar la eficiencia de la velocidad del proceso. En base a lo mencionado se presenta algunos tipos de máquinas implementadas para realizar procesos de clasificación de frutas.

### **5.2.1 Sistemas con clasificación manual**

Las técnicas de clasificación manual se pueden definir en tres tipos de transportadores para la clasificación del producto como se presenta en la Figura 2. El primero se basa en un transportador de banda, en donde el operario que está encargado de la revisión del producto, tiene que revisar manualmente toda la superficie de la fruta y verificar que no esté dañada su superficie. Como segunda técnica es usar una barra de empuje en donde este procedimiento ayuda al operador observar la superficie de la fruta, debido a que esta va

rodando hacia adelante enfrente de los trabajadores. En lo referente al tercer método, se adopta el uso el transportador de rodillos, este facilita la misma función que la anterior al trabajador, no obstante se caracteriza por dar movimiento de la fruta en sentido contrario al de la segunda técnica (Kitinoja, 2003).

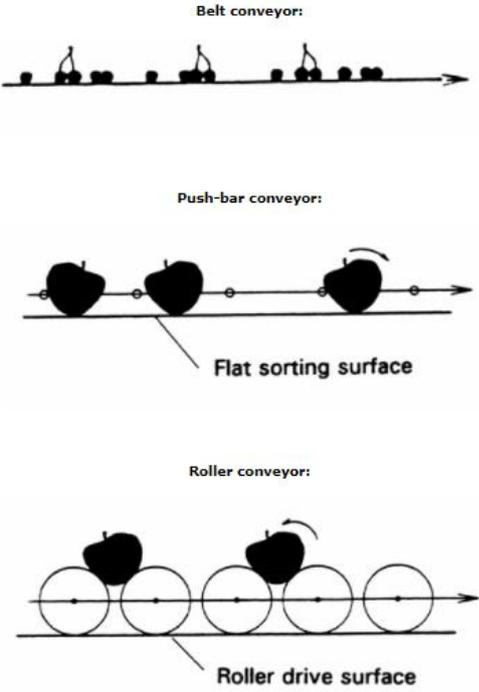


Figura 2. Métodos de Clasificación Manual  
Fuente: (Shewfelt, 1993)

**5.2.2 Clasificación por Anillos.**

Este método (Figura 3) solo aplica a frutas o productos que mantengan una forma redondeada, y como su nombre lo indica usa anillos que se pueden construir de madera o adquirirlos en tiendas que se dediquen a la fabricación de estos encontrando una diversidad de tamaños (Kitinoja, 2003).

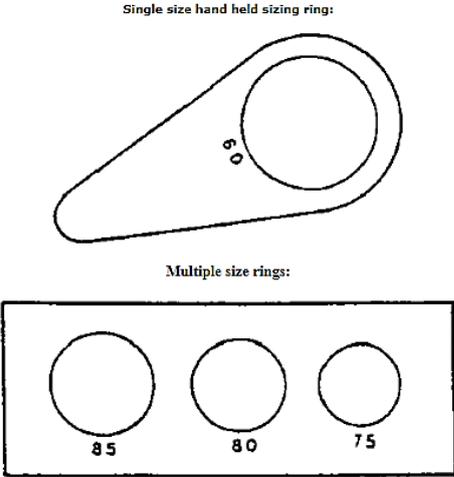


Figura 3. Anillos de diversas dimensiones  
Fuente: (FAO, 1989)

### 5.2.3 Clasificación por Cilindros Rotatorios

Este tipo de máquina usa un motor eléctrico para proporcionar rotación a cinco cilindros rotatorios tal como se muestra en la Figura 4. Las características de estos cilindros vienen dado a su aspecto perforado, donde los agujeros deben ser los suficientemente grandes para dejar caer las frutas a través de ellos. La lógica encerrada dentro de este sistema se relaciona por el tamaño de los agujeros perforados, pues el primer cilindro tiene los agujeros de diámetro más pequeño, y de modo jerárquico los cilindros aumentan su diámetro de perforación, ocasionando que el último cilindro posee agujeros más grandes con respecto a sus cilindros antecesores. Para la evacuación de la fruta desde los cilindros hasta su recipiente, se implementan bandejas inclinadas que logren hacer rodar el producto clasificado hacia sus recipientes. Un factor a considerar dentro de estos mecanismos está en tomar precaución de que la distancia de caída sea lo más pequeña posible, esto con el fin de infringir daños en el producto (Angos, 2013).

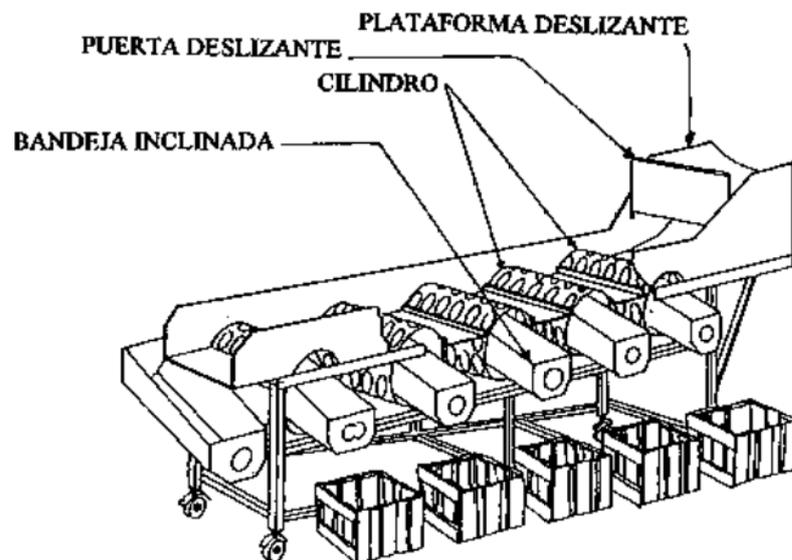


Figura 4. Máquina clasificadora de Cilindros Rotatorios  
Fuente: (Angos, 2013)

### 5.2.4 Mesa Clasificadora

Esta técnica como se muestra en la Figura 5, puede formar parte de un grupo de tres o más mesas para configurarlas de una manera escalonada. Cada tablero de la mesa es fabricada de madera (contrachapada) y ha sido perforada con agujeros de un tamaño determinado. Esto aplica la perforación jerárquica como la clasificadora de rodillos rotatorios, ya que se comienza con un tablero de agujeros pequeños y se termina con uno de agujeros grandes. Para empacar la clasificación se usa bolsas de malla que por efecto de gravedad llegan rodando a un recipiente, el cual necesita ser depositado en la segunda mesa clasificadora, por lo que se entiende que los frutos que no pasan a través de agujeros se clasifican como Grandes, y así sucesivamente (Kitinoja, 2003).

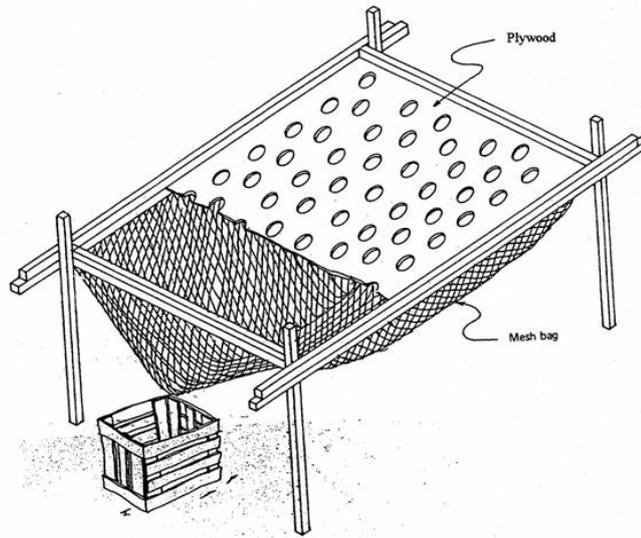


Figura 5. Mesa Clasificadora  
Fuente: (Reyes, 1988)

### 5.2.5 Clasificadora de Conducto Inclinado

Este diseño como se muestra en la Figura 6 está compuesto de un conducto inclinado rectangular o cascada hecho de madera (contrachapada), en la base por donde la fruta se deslizará se encuentra acolchado con espuma plástica con el propósito de prevenir el daño al producto que se vacía en la plataforma octogonal de la parte superior del conducto inclinado, que luego por efecto gravedad ruedan en dirección abajo donde se existen una serie de constricciones. Por ende, se comprende que las frutas más grandes son recogidas en la primera constricción, las medianas son retenidas en la segunda y las pequeñas en la última. Este proceso necesita de 5 operadores que trabajen simultáneamente en el clasificador para conseguir una ejecución rápida de clasificado (Kitinoja, 2003).

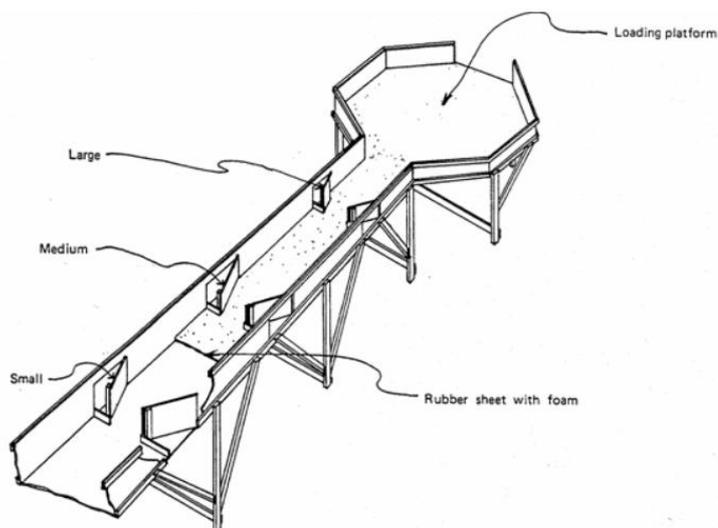


Figura 6. Clasificadora de Conducto Inclinado  
Fuente: (Reyes, 1988)

### 5.2.6 Separadores de diferentes formas geométricas

Estos sistemas usan una gran variedad de cadenas y bandas que se encuentren disponibles, por lo que las cadenas de selección pueden adquirirse de diferentes anchuras y con aberturas de variedad de tamaños. La utilización de las diversas formas de aberturas de selección Figura 7 se usan comúnmente para lo siguiente: aberturas cuadradas aplicadas para la clasificación de manzanas, tomates y cebollas; aberturas rectangulares muy usadas para clasificación de melocotones (duraznos) y pimientos; y las aberturas hexagonales se utilizan frecuentemente para patatas (papas) y cebollas (Kitinoja, 2003).

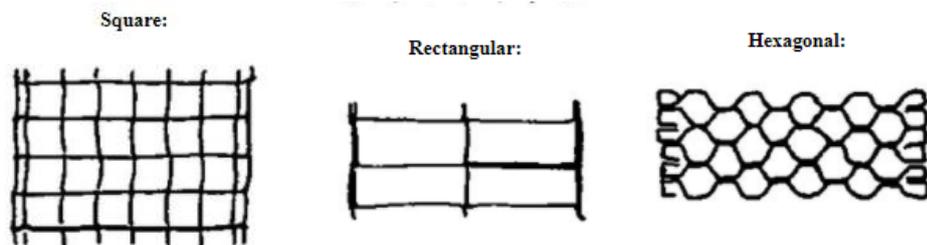


Figura 7. Cintas separadoras de diferentes formas geométricas  
Fuente: (Reyes, 1988)

### 5.2.7 Clasificación mediante Visión Artificial

Es un sistema informático –electrónico para resolver problemas de control de calidad en productos agroalimentarios. El incorporar esta tecnología para la clasificación de frutas permite analizar las diferentes propiedades que puede presentar en el proceso de clasificación. Para implementar estos sistemas de visión artificial consiste en capturar las imágenes, procesarlas, calcular el tamaño de la fruta contenida en la imagen, determinar las características adicionales, determinar cuál es el envase que le corresponde, activar los dispositivos de derivación en el momento oportuno y llevar los registros de todo el proceso. El uso de esta técnica proporciona flexibilidad ya que el usuario puede configurar el sistema para distintos tipos de fruta y modificar la asignación de clases (Destéfano, 1998).

### 5.2.8 Sistema Contador

Los contadores son instrucciones que cuentan el número de cambios en la señal de su entrada, en concreto, cuentan la cantidad de veces que pasa de 0 a 1 lógico su entrada, el modo de funcionamiento de este puede ser ascendente o descendente esto depende al modo de operación que se le desee emplear (Gasteiz, 2019). No obstante, las formas de interactuar con un contador dependen de los sensores o mecanismos a utilizar. En (Villareal, 2018) realizan un conteo de frutas usando la tecnología Arduino y un sensor de luz, en donde el sensor de luz es el encargado de hacer la lectura de la cantidad de frutas que pasen a través de una rampa, de igual manera para la visualización del registro de la cantidad de frutas que se va sensando, se presentan en una pantalla LCD brindando al usuario la cantidad de frutas en el recipiente.

El uso de visión artificial implementado por (Hernandez-Hernandez, 2016) para la detección y conteo de frutas, verduras o plantas de un cultivo agrícola, conllevan a la utilización de tres métodos los cuales son:

promedio del volumen total, componentes conexos y un método mixto que combina las técnicas anteriores. Los resultados demostraron que sus técnicas empleadas en la visión artificial funcionan bien cuando los objetos a contar se encuentran separados, y que cuando hay aglomeración deducen que el método más apropiado es el mixto.

### **5.2.9 Clasificación mecánica con rodillos**

Este tipo de maquina usa sistemas de rodillos separados, la separación se calibra de acuerdo al tamaño de la fruta. El producto entra desde una tolva de alimentación, luego se dirige hacia la primera clasificación de rodillo, en esta se clasifica las frutas de menor diámetro, por lo que las que no caen pasan al siguiente sistema de rodillos que corresponde a las de mayor diámetro, por ultimo las que no han sido clasificadas en los dos sistemas anteriores son consideradas de tamaño más grandes. La transmisión para el sistema mecánico se basa en chumaceras de pared, en el cual mediante cadenas y catarinas provocan el movimiento de los rodillos logrando de esta manera transportar la fruta hacia los distintos calibres de clasificación, en la Figura 8 se muestra este tipo de sistema (Washington, 2017).



Figura 8. Maquina Clasificadora de Rodillos  
Fuente: (Washington, 2017)

### **5.2.10 Clasificación de Cables y Poleas.**

Este sistema de clasificación consta de un número de correas que se mueven a la misma velocidad, la distancia interna entre las mismas aumenta a medida que el producto es transportado a lo largo de la máquina, al igual que los otros sistemas este también trae consigo una tolva de alimentación, en donde como se mencionó la fruta es llevada hacia el sistema de cables y poleas, en la cual es depositada de acuerdo al tamaño o abertura de los cables, por lo que su configuración mantiene una forma en V, permitiendo a la maquina clasificar desde el tamaño más pequeño hasta el más grande (Bonifaz, 2017), en la Figura 9 se ilustra este tipo de clasificación.



Figura 9. Máquina clasificadora de Cables y Poleas  
Fuente: (Bonifaz, 2017)

### 5.2.11 Máquina clasificadora de Frutas portátil

El diseño propuesto por la patente española 2 318 987 hace referencia a una máquina clasificadora de reducidas dimensiones, movible y fácil de transportar, el método de clasificación de la patente está basado en función del peso, calibre y color, es un diseño que se puede aplicar para clasificar pequeños volúmenes de productos. Los productos a clasificar entran en la máquina mediante un sistema de alimentación que se ubica tangencialmente al aro clasificador, y son derivados por la salida correspondiente, para que esto suceda usa un actuador que cierra las ranuras prácticas en el anillo guía, el diseño conceptual de esta máquina se presenta en la Figura 10 (España Patente nº 2 318 987, 2010).

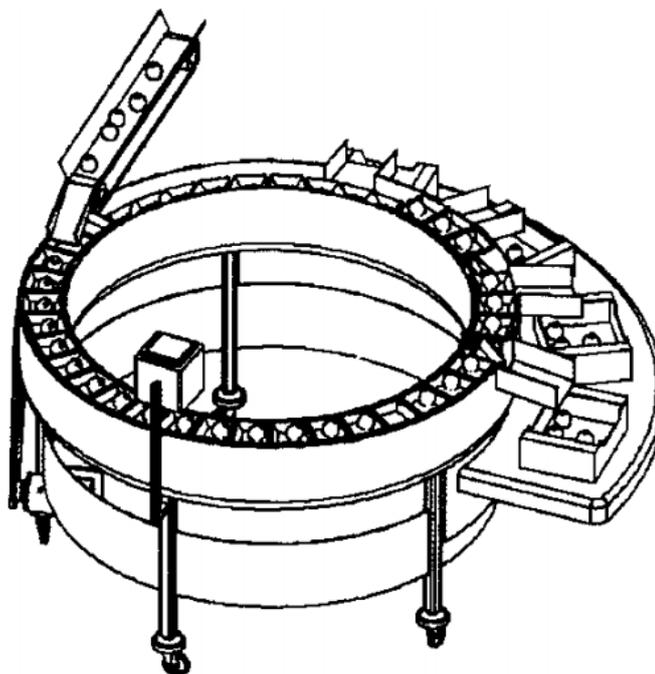


Figura 10. Máquina Clasificadora Portátil  
Fuente: (España Patent No. 2 318 987, 2010)

### 5.2.12 Clasificación de Frutas Usando Sensores fotoeléctricos

El diseño de la Maquina de la Figura 11 está basada en tres fases o etapas, la primera se relaciona con la etapa de encendido y apagado, la segunda correspondiente al sensor, control y actuadores, por lo que la tercera etapa se enfoca con el transporte de la clasificación. La fruta ingresa desde una tolva hacia la banda transportadora de forma individual, luego es llevada hacia los sensores fotoeléctricos en el cual si es detectado por el sensor este envía una señal hacia el controlador (PLC) para activar un servomotor, el cual desvía la fruta de la banda principal hacia la banda respectiva de clasificación, luego dicha banda de clasificación traslada el producto clasificado hacia su respectiva caja de almacenamiento, cabe mencionar que el uso de servo motores facilita el desvío del producto hacia su respectiva clasificación mediante compuertas, los sensores corresponden a uno que emite luz y otro que recibe, el funcionamiento está en que si el receptor deja de recibir la señal este manda un 0 lógico al Transistor, lo que provoca que se active las compuertas de clasificación (Pazmiño, 2012).



Figura 11. Maquina Clasificadora con Sensores Fotoeléctricos  
Fuente: (Pazmiño, 2012)

### 5.2.13 Clasificación por tambor giratorio.

La fruta ingresa radialmente hacia el tambor giratorio, luego debido a la fuerza centrífuga esta se ubica en los extremos de Tambor en el cual pasa por cada una de las ranuras, y en la ranura donde la fruta sea mayor al calibrado, esta se deposita en el lugar indicado, este tipo maquina está diseñada para clasificar frutas o verduras de forma circular semiautomáticamente (Rodriguez, 1989), el diseño de esta máquina se presenta en la Figura 12.

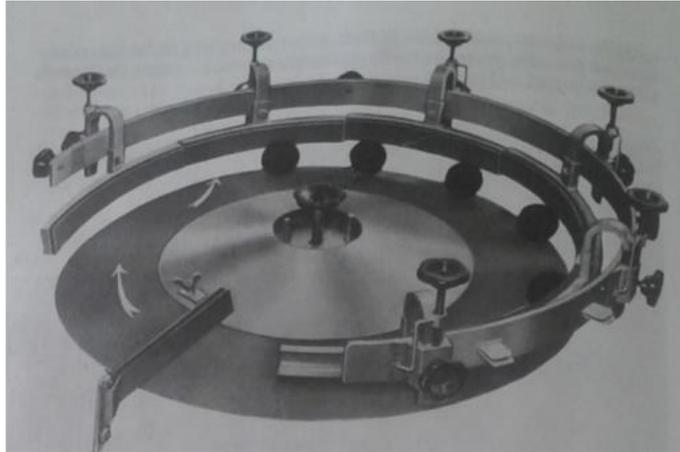


Figura 12. Máquina Clasificadora de Tambor giratorio  
**Fuente:** (Rodríguez, 1989).

### 5.2.14 Clasificación de Frutas por peso.

El sistema de clasificación de la Figura 13 utiliza celdas de carga y servomotores que controlan la apertura o cierre de las compuertas. La fruta ingresa a la Tolva de alimentación, el efecto de su rampa vibratoria provoca que la cantidad de frutas en la Tolva ingresen individualmente hacia un sistema de rodillo, donde el operador puede fácilmente inspeccionar alguna fruta dañada o en mal estado, luego llega a la zona de clasificación, en esta zona la fruta es pesada mediante una celda de carga y recogida por una canaletas que transportan hacia sus respectivos actuadores (Servomotores). Los actuadores se activan de acuerdo al peso registrado y leído por el controlador. Además esta máquina usa contadores digitales que registran la cantidad de frutas clasificadas (Hurtado, 2015).

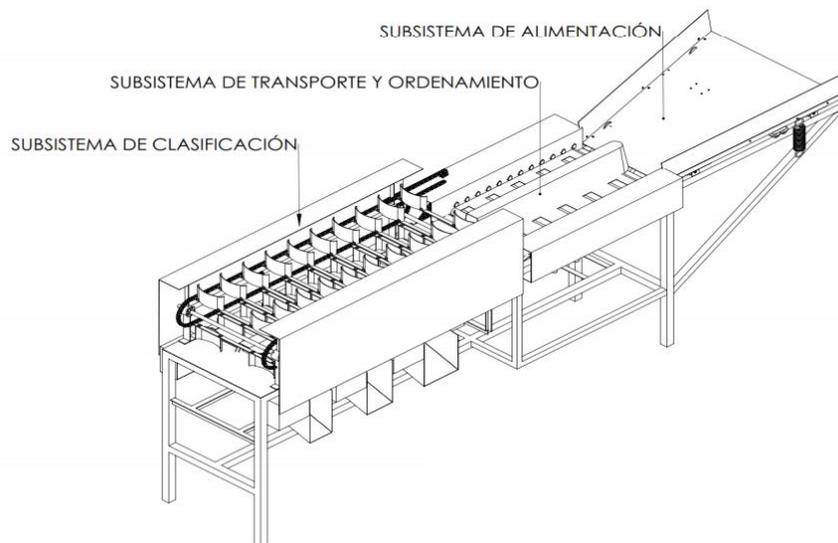


Figura 13. Máquina Clasificadora de Aguacates por Peso  
**Fuente:** (Hurtado, 2015)

## 6. Marco Metodológico

La investigación tiene un enfoque cuantitativo pues en la poscosecha de tomate de árbol se tiene que identificar los datos como dimensiones de cada clase de tomate de árbol, la cantidad estándar de tomate en las diferentes cajas de empaque y la calidad de tomate de árbol. Todos estos factores están relacionados con el diseño de la máquina de clasificación y conteo. De igual manera, es de tipo aplicada debido a que se aplicaran conocimientos mecatrónicos para el diseño de la maquina con la finalidad de beneficiar al sector agrícola enfocándonos en mayor preámbulo a los productores de tomate de árbol quienes necesitan de un equipo automatizado para el proceso de poscosecha. No obstante, el diseño corresponde al de tipo no experimental, razón por la que no se puede manipular físicamente las variables en el equipo por el contrario mediante software de ingeniería se tratará de emular el funcionamiento de la maquina clasificadora y contadora de tomates de árbol para garantizar el diseño de un prototipo funcional que pueda ser construido posteriormente.

Por otro lado, los alcances que abarca la investigación son de tipo exploratorio y descriptivo, donde el exploratorio busca deducir los factores que están involucrados en el proceso de poscosecha de tomate de árbol y que afecten a la clasificación como el conteo de esta fruta, mientras que el alcance descriptivo corresponde al área donde se aplicarán los conocimientos mecatrónicos y bases teóricas para definir con los todos los parámetros del exploratorio un buen diseño que satisfaga la necesidad a la cual está enfocado el proyecto.

**Tabla 4.** Metodología de Investigación.

INVESTIGACION DE ENFOQUE	ALCANCES
<b>ENFOQUE: CUANTITATIVO</b>	<b>EXPLORATORIO</b>
Análisis de datos: dimensiones de cada clase de tomate de árbol, cantidad de tomate promedio de cada caja, calidad de tomate de árbol.	Deducir los factores que interfieren en el proceso de poscosecha de tomate de árbol correspondiente a la clasificación y conteo.
<b>DE TIPO: APLICADA.</b>	<b>DESCRIPTIVO</b>
Aplicación de conocimientos hacia el sector agrícola para beneficio de los productores de tomate de árbol en el proceso de poscosecha.	Aplicación de los conocimientos mecatrónicos y bases teóricas en la clasificación y conteo de tomate de árbol en la poscosecha.
<b>CON DISEÑO: NO EXPERIMENTAL</b>	
Debido a que no se pueden manipular las variables sobre un equipo, sino mediante software de ingeniería.	

**Fuente:** (Sampieri, 2014)

El proyecto se desarrollara en las fases que se muestra en la Figura 14.

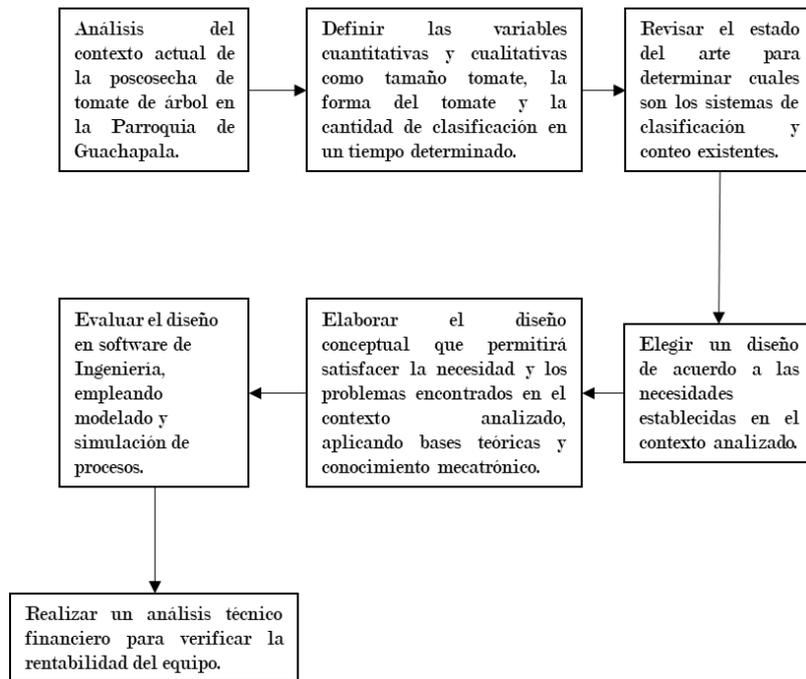


Figura 14. Metodología del proceso.  
Fuente: Autor.

## 6.1 Análisis de la situación actual del proceso de poscosecha de tomate de árbol.

En este punto se desarrollará la identificación de las variables cuantitativas y cualitativas requeridas mediante un análisis del contexto actual de la poscosecha de tomate de árbol, y una revisión bibliográfica del proceso, sistemas y equipo, definiendo las condiciones para el diseño de una máquina de clasificación y conteo de tomate de árbol.

### 6.1.1 Recopilación de información del proceso de poscosecha en la parroquia de Guachapala.

En el cantón Guachapala el tomate de árbol es una fruta que se cultiva frecuentemente, en el territorio de la zona, es común encontrarse con plantaciones de tomate de árbol que van desde 700 plantas hasta 10 000 plantas. Por ende, los propietarios de estas grandes zonas tienen trabajadores quienes realizan el trabajo de siembra, mantenimiento, cosecha y poscosecha de este producto. La producción de tomate de árbol del cantón Guachapala mantiene una producción semanalmente, pues la fruta ya clasificada es trasladada a mercados cercanos como el cantón `Paute o son transportados a la ciudad de Cuenca.

No obstante, en lo correspondiente al proyecto del desarrollo de la máquina clasificadora y contadora de tomate de árbol, se hace un énfasis al proceso de poscosecha de esta fruta dentro del cantón Guachapala, pues como se relató en el problema necesitamos una máquina que realice este proceso para eliminar la mala posición de los trabajadores, evitar más errores de conteo y proteger su salud de los elementos químicos que esta posee. Por ende los datos que se presentarán a continuación en el siguiente ítem, fueron recopilados de los distintos productores de tomate de árbol de la zona, en este caso de la comunidad de Don Julio.

### 6.1.2 Definición de las variables cuantitativas y cualitativas relacionados con el proceso de poscosecha.

Los productores de tomate de árbol de la comunidad de Don Julo para comercializar esta fruta que ha ganado gran acogida por los agricultores que conforman este lugar, usan gavetas de plástico para recolectar la fruta en la cual se puede almacenar alrededor de 350 a 300 tomates, estas gavetas tienen un peso aproximado de 35Kg hasta 38Kg las mismas que se muestran en la Figura 15. La fruta que ahí recolectan los trabajadores son tomates en buen estado que no presenten ninguna enfermedad, aquellos frutos en mal estado son denominados como rechazos y se las desecha en el propio terreno para que sirvan como abono para dichas plantas.



Figura 15. Gavetas plásticas para la recolección del fruto.

Fuente: Autor

El proceso para el traslado de gavetas hacia el lugar de clasificación consiste en apilar en un punto del terreno todas las gavetas de tomate de árbol, luego un vehículo llega hacia ese punto para cargar y transportar el producto hacia el lugar de clasificación donde se realizará su respectiva poscosecha.

El proceso de poscosecha se realiza entre tres o cuatro personas como se muestra en la Figura 16, estas personas se encargan de clasificar y contar la producción total de tomate árbol. Esta actividad como se realiza semanalmente ha causado fatiga como dolores musculares o ha ocasionado alergias debido a los elementos químicos de la fruta, la razón de químicos es para evitar plagas o enfermedades que afecten al desarrollo de la fruta.



Figura 16. Poscosecha Manual para tomate de árbol.

Fuente: Autor.

El método de clasificación consiste en ordenar las frutas de acuerdo a su tamaño y llevar un registro de la cantidad de tomates que se depositan en las cajas respectivas para la venta del producto como se presenta en la Figura 17. Las diferencias de tamaños se nombran de la siguiente categoría como el flor, primera, segunda, tercera y cuarta, por lo que su valor agregado para la venta de la unidad depende a la categoría ya mencionada.



Figura 17. Cajas de venta de tomate de árbol.  
Fuente: Autor

En la Tabla 5 se detalla el precio que se paga por el producto en el mercado.

Tabla 5. Precio Unitario del tomate de árbol de acuerdo a su tamaño.

Categoría	Precio Unitario
Flor	12 ctvs
Primera	10 ctvs
Segunda	8 ctvs
Tercera	6 ctvs
Cuarta	4 ctvs

Fuente: Autor

Los tamaños correspondientes a la clasificación del tomate de árbol se muestra en el a Tabla 6, para obtener esos datos se empleó un calibrador o pie de rey, este instrumento consta de una resolución de 0.02 mm y fue aplicado para medir el grosor y diámetro del fruto.

Tabla 6. Tamaños según la clase de tomate de árbol.

Categoría	Diámetro (mm)	Largo (mm)
Flor	63	84
Primera	63	84
Segunda	55	71
Tercera	48	69
Cuarta	44	60

Fuente: Autor

En la Figura 18 se observa el empleo del calibrador para la toma de mediciones de las dimensiones del producto. Las iteraciones de medición corresponden a una cantidad de 10 a 15 muestras de cada clase de tomate, por lo que los datos de la Tabla 6 son valores promedio de las muestras obtenidas.



Figura 18. Medición del Diámetro mediante un Calibrador.  
**Fuente:** Autor

Por otro lado, en la Tabla 7 se presenta el peso efectivo de cada clase, para conseguir este dato se usó una balanza SF-400 la cual presenta un rango de medición de 0 a 10kg.

Tabla 7. Peso en gramos de cada tipo de tomate.

Categoría	Peso en gramos (g)
Flor	162-190
Primera	130-150
Segunda	100-115
Tercera	80-95
Cuarta	62-75

**Fuente:** Autor

Las muestras que se emplearon corresponde a la misma cantidad que se planteó para conseguir las dimensiones del producto, por ende en la Figura 19 se presenta el uso de la balanza electrónica SF-400 con la que se determina el peso específico de cada tomate.



Figura 19. Medición del Peso del tomate de árbol.  
**Fuente:** Autor

Con respecto a la cantidad de tomates estándar que se acomodan en cada caja de clasificación aluden al valor que se muestra en la Tabla 8, entonces de acuerdo al número de tomates de árbol que estén en la caja correspondiente son pagados de acuerdo su valor unitario.

Tabla 8. Cantidad de tomates que se depositan en cajas para su posterior venta.

Caja de tomates	Cantidad	Precio Unitario	Valor Total
Flor	300	0.12 USD	36 USD
Primera	400	0.1 USD	40 USD
Segunda	500	0.08 USD	40 USD
Tercera	600	0.06 USD	36 USD
Cuarta	700	0.04 USD	28 USD

Fuente: Autor

## 6.2 Diseño mecatrónico de la máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol.

Manteniendo una filosofía de diseño mecatrónico en esta sección se propondrá un sistema que se adecue para la realizar un diseño preliminar de la máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol, como primer paso se inducirá los subsistemas que la máquina deberá poseer para solventar la necesidad que acontece este proyecto, luego se dimensionaran los componentes para su funcionalidad seguido de la parte del control que servirán para el alcance del objetivo planteado.

### 6.2.1 Selección del tipo de máquina de acuerdo a las necesidades identificadas en el proceso de poscosecha.

Conocido con anterioridad sobre las distintas maquinas clasificadoras referente al material bibliográfico, ahora se procederá a evaluar mediante calificaciones para conseguir la mejor alternativa, para ello consideramos el siguiente rango de evaluación, la asignación de 1 corresponde a un valor agregado de alto, un valor de 0.5 se relaciona con un valor medio o puede ser considerado como normal, por ultimo un 0 equivale a un rendimiento bajo. Las calificaciones realizadas se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9. Evaluación de Alternativas para el diseño.

Maquinas Clasificadoras	Conteo de Frutas	Geometría	Peso	Tiempo de Clasificación	Costo	Facilidad de Operación	Seguridad	Mantenimiento	Resultado
Clasificación por Cilindro Rotatorio	0	0	0	1	0,5	1	0,5	0	3
Clasificación por Rodillos	0	0,5	0	1	0,5	1	1	0,5	4,5
Clasificación de Cables y Correas	0	0	0	1	1	1	1	1	5
Clasificación Portátil	1	1	1	0,5	0,5	1	1	0,5	6,5
Clasificación Usando Sensores Fotoeléctricos	1	0,5	0	0,5	0	1	1	1	5
Clasificación de Tambor Giratorio	0	0	0	0,5	1	1	0,5	0,5	3,5
Clasificación de acuerdo al Peso	1	0	1	1	0,5	1	1	0,5	6

Fuente: Autor

Los criterios planteados para la selección de la mejor alternativa se dedujeron de acuerdo a la necesidad expuesta en el problema. A continuación se explican los criterios que se consideran importantes para la elección de la mejor alternativa.

- **Conteo de Frutas:** necesitamos un sistema que pueda registrar la cantidad de tomates que han sido clasificados en cierta categoría.
- **Geometría:** debido a que el tomate de árbol tiene forma de ovaloide, es muy importante considerar un sistema que pueda trabajar con esta geometría.
- **Peso:** tener un sistema que permita detectar el peso del tomate ayudara en gran medida a determinar a qué clase de tomate pertenece, por lo cual este sistema será el encargado de clasificar correctamente la fruta.
- **Tiempo de Clasificación:** considerar la capacidad de clasificación en un tiempo determinado, proporcionará si el equipo es rentable o no frente a otros sistemas de clasificación.
- **Costo:** como siempre para la adquisición o construcción de un nuevo equipo, el financiamiento y su rentabilidad es de suma importancia, con ello establecemos si la maquina es conveniente o no implementarla.
- **Facilidad de operación:** considerar sobre qué tipo de personas podrán acceder para el manejo de la misma, significa orientar el diseño hacia qué tipo de personas pueden asesorarse para su funcionamiento.
- **Seguridad:** este criterio abarca sobre la fiabilidad de la maquina con respecto a la integridad del trabajador u operador que esté a cargo de poner en marcha la máquina, la calificación alta corresponde a una buena confiabilidad.
- **Mantenimiento:** realizar un análisis de este factor significa determinar cuan susceptible es el sistema frente a fallos tras obtener varias horas de funcionamiento, por otro lado, este término también alude a determinar los elementos críticos que posiblemente pueden afectar el rendimiento de vida de la máquina y de generar costos no deseados.

En la Tabla 9 se puede observar que la mejor alternativa corresponde a la máquina de clasificación portátil obteniendo una calificación alta de 6.5, pues como se describió anteriormente sobre este sistema, su configuración permite medir el peso, analizar el estado del producto y llevar un registro sobre las unidades que se clasifican en un determinado tiempo, por lo que este se considera el más adecuado que cumple con las especificaciones planteadas en este proyecto.

### 6.2.2 Diseño de concepto

Con la selección de un diseño que se adapte a la necesidad del proyecto, se puede establecer los diferentes subsistemas que la maquina deberá poseer para satisfacer el requisito al cual se enfocará el diseño. En base a ello, a continuación en la Figura 20 se presenta el diseño conceptual de la máquina y los subsistemas que la integraran para realizar la clasificación y conteo de tomates de árbol.

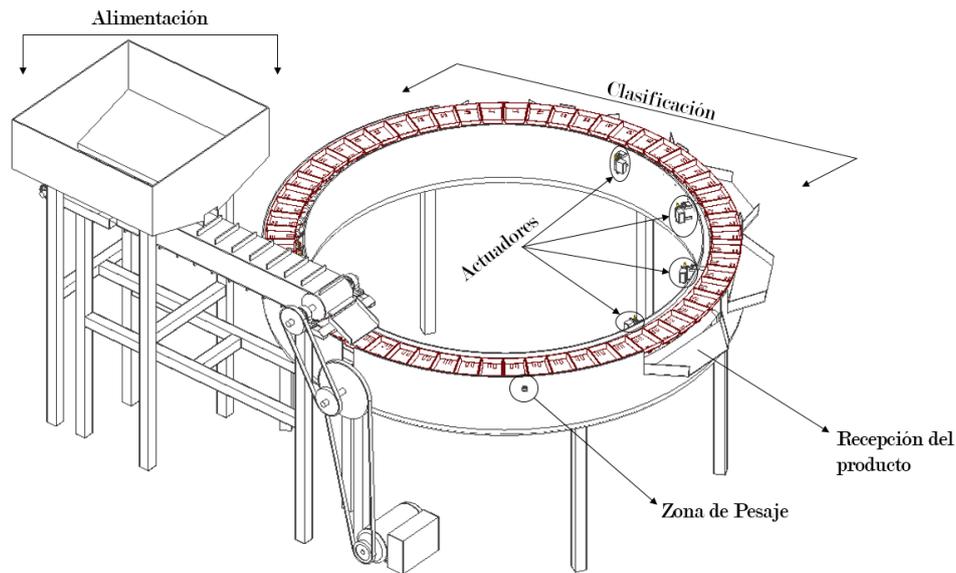


Figura 20. Diseño conceptual de la máquina.  
Fuente: Autor

### 6.2.2.1 Subsistema de Alimentación.

El subsistema de alimentación está conformado por la tolva y la banda transportadora, tal como se muestra en la Figura 20, identificado aquellos elementos que están relacionados al subsistema de alimentación se procede a detallar acerca de la funcionalidad que desarrollarán para la máquina.

- **Tolva de Alimentación**

El diseño servirá para la alimentación de tomate hacia el subsistema de clasificación, para el diseño de este sistema se tomará en cuenta el peso promedio de la gaveta que se depositara dentro de la tolva, además la geometría de la tolva debe poseer una abertura para que el tomate pueda caer a la banda transportadora

- **Banda Transportadora**

La funcionalidad que desempeñará corresponde a el transporte tomate de árbol hacia el subsistema de clasificación, aquí el factor a considerar de la banda transportadora es que su velocidad no debe ser mayor a 0.147m/s, de igual manera la banda solo debe transportar un tomate a cierta distancia, para que el subsistema clasificador pueda llevar de forma individual la fruta hacia la zona de pesaje de la máquina.

### 6.2.2.2 Subsistema de clasificación.

Este subsistema será el encargado de asignar la clasificación correspondiente a cada clase de tomate, los elementos que se pueden derivar y que pertenecen a aquel subsistema se menciona a continuación.

- **Motor Eléctrico.**

Este proporcionará la potencia necesaria para el trabajo de la máquina, los factores importantes para su selección estarán relacionados al tipo de alimentación, el torque que entrega y la potencia mecánica que suministrará a la máquina.

- **Poleas de transmisión.**

Encargas de facilitar la potencia y el torque a la banda transportadora junto con el subsistema de clasificación, para su elección se debe considerar la velocidad de la máquina, la distancia entre centros y la potencia que deben transmitir.

- **Cazoletas de carga.**

Su propósito es transportar el tomate de árbol hacia la zona de pesaje y su actuador respectivo. Los parámetros que se tomaran en cuenta para su diseño aluden al peso que deben transportar y la geometría del elemento.

- **Zona de Pesaje.**

En esta parte de la maquina se censará la masa del tomate una vez que pase la cazoleta por cierta área de pesaje. La magnitud de masa que este detecte del producto será enviado hacia el controlador para que este comande al actuador respectivo referente a la medición que se ha tomado del sensor.

- **Actuadores**

El trabajo que realizarán dentro de la maquina está enfocado a liberar la cazoletas cuando el controlador haya enviado una orden. Aquellos dispositivos como se muestran en la Figura 20 estarán distribuidos alrededor de la máquina para liberar la fruta en sus respectivas casillas o tolvas de recepción.

- **Sensores de Posición.**

El motivo de implementar estos sensores dentro de la máquina, ayudará a que el sensor de pesaje capture una medición cuando este sea activado, logrando de esta manera obtener el peso del tomate en un periodo específico y enviar al controlador para que asigne la recepción correcta del producto.

### **6.2.3 Diseño del Sistema de alimentación.**

Como se dedujo anteriormente el sistema de alimentación estaba conformado por la tolva de alimentación y la banda transportadora. Por ende, en este apartado se desarrollará el dimensionamiento respectivo de cada uno de estos elementos, para ello se considerará los parámetros iniciales recogidos en la sección 6.1 Análisis de la situación actual del proceso de poscosecha de tomate de árbol..

- **Diseño de la Tolva**

Este elemento perteneciente al sistema de alimentación debe soportar los 40 kg, pues como se indicó en secciones anteriores, esta magnitud corresponde al peso de una gaveta de tomate recolectado. No obstante,

otro parámetro que se considera importante tener en cuenta es el volumen de la gaveta, en la Figura 21 se presenta las dimensiones de la gaveta.

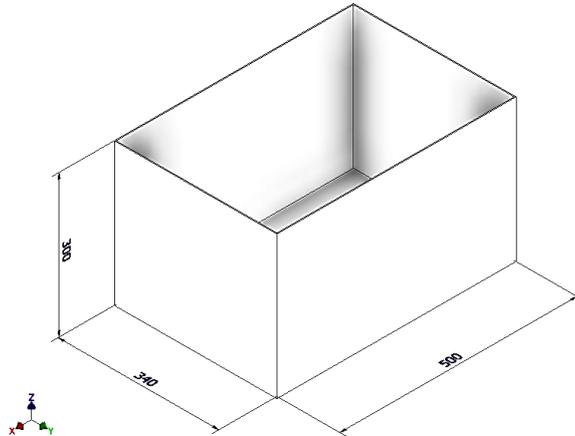


Figura 21. Dimensiones de la gaveta de tomate de árbol  
**Fuente:** Autor.

Para calcular el volumen de la gaveta se aplica la ecuación (1.1)

$$V = abh \quad (1.1)$$

*a*: Ancho de la gaveta.

*b*: Largo de la gaveta.

*h*: Altura de la gaveta.

Entonces, observando las dimensiones de la Figura 21 y reemplazando en la ecuación (1.1) se obtiene:

$$V = (0.34m)(0.5m)(0.3m)$$

$$V = 0.051m^3$$

El valor que se ha determinado servirá para establecer las dimensiones y la geometría de la tolva de alimentación. En la Figura 22 se muestra las dimensiones que se establece para la tolva de alimentación.

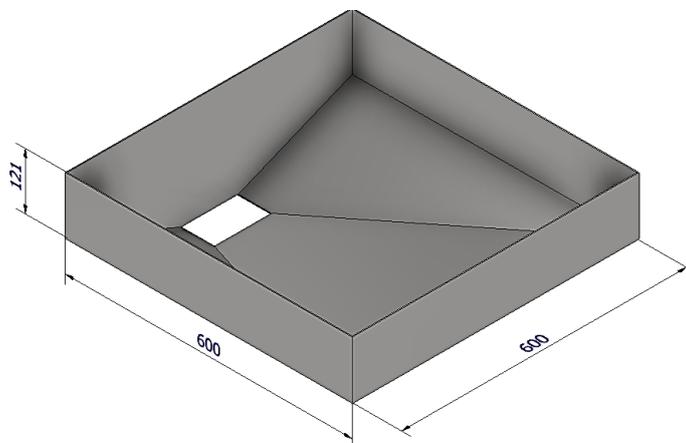


Figura 22. Dimensiones regulares de la tolva de Alimentación  
**Fuente:** Autor.

Como se observa en la Figura 22 solo se presenta la dimensiones de su caja rectangular, en donde aplicando la ecuación (1.1), se obtiene un volumen de esa sección igual a:

$$V = abh$$

$$V = (0.6m)(0.6m)(0.121m)$$

$$V = 0.04356 m^3$$

La capacidad de volumen faltante se diseñó mediante software de ingeniería, por lo que en la Figura 23 se presenta las dimensiones que se establece para su diseño con respecto a la parte inferior.

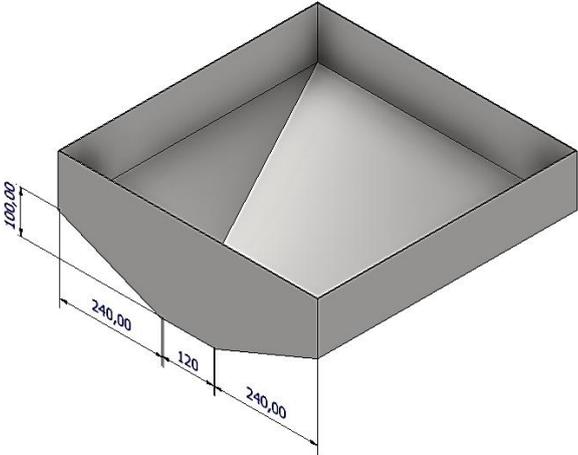


Figura 23. Dimensiones de la parte inferior de Tolva.  
**Fuente:** Autor

Las dimensiones referente a la abertura para la caída del tomate hacia la banda transportadora se muestra en la Figura 24, esta permitirá el paso de solo un tomate, es por ello que se ha propuesto aquellas medidas.

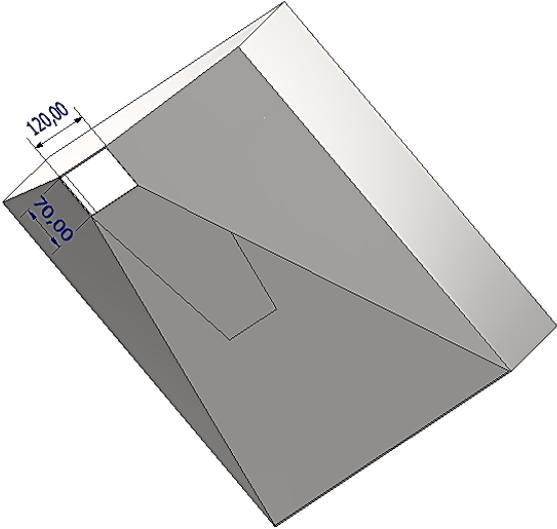


Figura 24. Dimensiones de la abertura de caída de tomates  
**Fuente:** Autor

El material que se usará para aquella aplicación corresponde a Acero Inoxidable 304 debido a que es un producto alimenticio el cual se depositará en el interior de la tolva, el espesor con el que se ha diseñado la tolva abarca los 2mm. Por ende, en la Figura 25 se presenta el análisis de esfuerzos para verificar si aquel espesor es capaz de soportar los 40 kg, cabe mencionar que la carga de la masa corresponde a 400N aproximadamente.

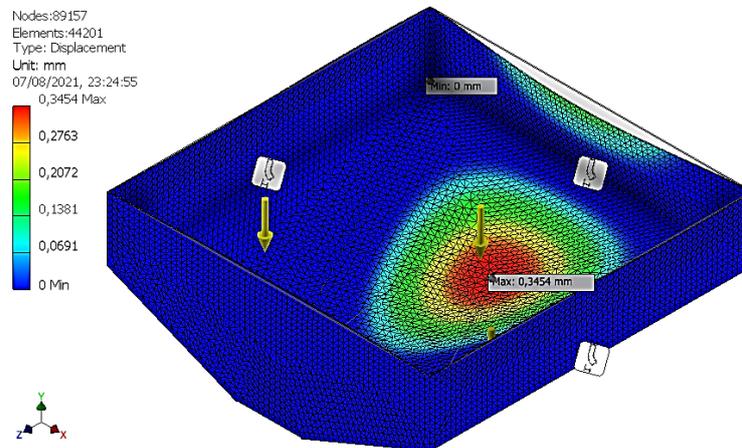


Figura 25. Deformación máxima de la tolva de alimentación

Fuente: Autor

Los resultados que se realizó mediante elementos finitos para el diseño propuesto de la tolva de alimentación demuestran que tanto el espesor de la tolva como la geometría diseñada si soporta los 400N, pues en la Figura 25 se presenta que la deformación máxima es de 0.345 mm.

- **Diseño de Banda transportadora**

Las parámetros a considerar para el diseño de la banda transportadora corresponden al peso de los tomates de árbol que estarán distribuidos en la superficie de la banda, para ello se consideró que la masa del producto de mayor tamaño es de 200g y la longitud máxima que llega a alcanzar está entre los 140mm de largo. La metodología que se emplea para el cálculo y diseño de la banda transportadora está basado en (Siegling, 2014), en donde se elige la siguiente configuración como se muestra en la Figura 26, la misma que es similar a la idea preliminar planteada en la parte de diseño conceptual de la Figura 20.

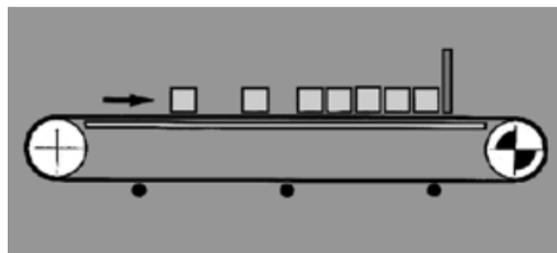


Figura 26. Configuración de Banda Transportadora para productos

Fuente: (Siegling, 2014)

Como primer paso para el diseño de la banda transportadora está en determinar la masa de la mercancía transportada en toda la longitud que engloba el área de transporte, según (Siegling, 2014) para encontrar este parámetro se debe aplicar la ecuación (2.1):

$$m = I_T \cdot P_{mtpm} \quad (2.1)$$

$I_T$ : Longitud de la Banda transportadora.

$P_{mtpm}$ : Peso de la mercancía transportada por metro.

El valor asignado para la longitud de la banda corresponde a la distancia entre centros de los tambores de la banda la cual es de 1.107 m, no obstante para el peso de la mercancía que será transportado se asume la siguiente relación como se muestra en la Figura 27, para considerar el peso se asume que la banda estará completamente cargada con los tomates de mayor tamaño y ubicados de manera uniforme a lo largo de la sección.

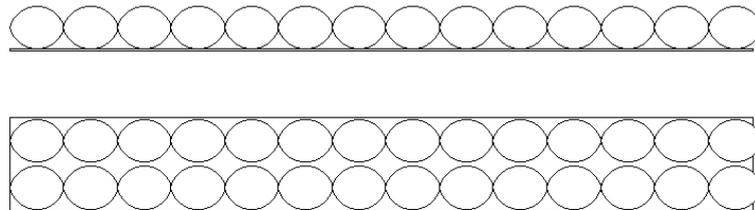


Figura 27. Distribución de tomates de árbol en la sección de banda transportadora.

**Fuente:** Autor

Por lo tanto, para determinar el peso de la mercancía por metro  $P_{mtpm}$  se aplica la ecuación (2.2) dando como resultado:

$$P_{mtpm} = m_T * C_T \quad (2.2)$$

$m_T$ : Masa del tomate 200g

$C_T$ : Unidades de tomate distribuidos a lo largo de la banda transportadora.

$$P_{mtpm} = 0.2 \text{ Kg} * 28 \text{ unidades}$$

$$P_{mtpm} = 5.6 \text{ Kg}$$

Reemplazando en la ecuación (2.1), obtenemos una cantidad de 6.2 Kg.

$$m = 1.107 \text{ m} \cdot 5.6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$m = 6.2 \text{ kg}$$

Ahora se procede a calcular el tirón efectivo de la banda, por lo que para nuestra configuración elegida de la Figura 26 según (Siegling, 2014) se tiene que aplicar la ecuación (2.3):

$$F_U = \mu_T \cdot g \left( m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left( \frac{m_B}{2} + m_R \right) + \mu_{ST} \cdot g \cdot m \text{ [N]} \quad (2.3)$$

Donde:

$\mu_T$ = Coeficiente de fricción al correr sobre el soporte de la mesa

$g$ = Aceleración por gravedad (9,81 m / s<sup>2</sup>)

$m$ = Masa de la mercancía transportada en toda la longitud transportada (carga total)

$m_B$ = Masa de la cinta transportadora

$\mu_R$ = Coeficiente de fricción al pasar sobre el rodillo

$m_R$ = Masa de todos los tambores giratorios, excepto el tambor impulsor

$\mu_{ST}$ = coeficiente de fricción para transmitir acumulado

Los coeficientes de fricción  $\mu_T$ ,  $\mu_R$  y  $\mu_{ST}$  se obtiene del Anexo A: Tablas de Banda transportadora, se elige de acuerdo al tipo de banda que se va a usar, por lo que para nuestro sistema se elige una de PVC, referenciándonos en el catálogo de Siegling Transilon que corresponden a bandas de tipo V1. En lo que corresponde a la masa de la banda transportadora se toma del catálogo (Apache, 2013), la masa viene expresada en Kg/m<sup>2</sup>, por lo que el dato se necesita en Kg. Para obtener en esas unidades procedemos a calcular el área de la banda transportadora y multiplicamos por el peso que nos especifica el catalogo, mismo que se muestra en la ecuación (2.4):

$$m_B = A_{banda} \cdot W_{banda} \quad (2.4)$$

$A_{banda}$ : corresponde al área de la banda transportadora en m<sup>2</sup>.

$W_{banda}$ : corresponde al peso de la banda transportadora en Kg/m<sup>2</sup>.

$$m_B = 0.35 \text{ m}^2 \cdot 2.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$m_B = 0.875 \text{ kg}$$

Por otro lado, se necesita determinar la masa del tambor  $m_B$  conducido por la polea motriz, para ello se considera suponer este dato y se deduce que la masa de este abarcara  $m_R = 1 \text{ kg}$ . Entonces ya definido todos estos parámetros ya es posible reemplazar en la ecuación (2.3), en donde se obtiene la siguiente magnitud de fuerza.

$$F_U = 0.5 \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \left( 6.2 \text{ Kg} + \frac{0.875 \text{ Kg}}{2} \right) + 0.033 \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \left( \frac{0.875 \text{ kg}}{2} + 1 \text{ kg} \right) + 0.24 \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 6.2 \text{ kg [N]}$$

$$F_U = 32.557 \text{ N} + 0.465 \text{ N} + 14.6 \text{ N}$$

$$F_U = 47.622 \text{ N}$$

Con la fuerza de tirón de la banda transportadora se procede a calcular la fuerza de tracción máxima  $F_1$ , la ecuación (2.5) muestra cómo conseguir aquella fuerza.

$$F_1 = F_U \cdot C_1 \quad (2.5)$$

$F_U$ : Fuerza de tirón efectivo [N]

$C_1$ : Coeficiente de corrección para tambores impulsores Anexo A: Tablas de Banda transportadora – Tabla A.2.

$$F_1 = 47.622 \cdot 1.8$$

$$F_1 = 85.72 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza de tracción del lado flojo  $F_2$  de la banda transportadora se aplica la ecuación (2.6):

$$F_2 = F_1 - F_U \quad (2.6)$$

$$F_2 = 85.72 - 47.622$$

$$F_2 = 38.1 \text{ N}$$

La fuerza de tensión que se debe aplicarse a la banda transportadora se muestra en la ecuación (2.7).

$$F_T = 2 \cdot F_2 \quad (2.7)$$

$$F_T = 2 \cdot (38.1 \text{ N})$$

$$F_T = 76.2 \text{ N}$$

Ahora se procede a calcular la capacidad mecánica en el tambor de accionamiento  $P_A$ , por lo que siguiendo la metodología de (Siegling, 2014), propone que se aplique la ecuación (2.8), por lo que la potencia requerida para el tambor impulsor corresponde a:

$$P_A = \frac{F_1 \cdot v}{1000} \quad (2.8)$$

$v$ : es la velocidad de movimiento de la banda transportadora [m/s].

$F_1$ : Fuerza de tracción máximo [N]

La velocidad de la banda transportadora se determina como máxima velocidad del sistema de 0.147 m/s, esto se considera como parámetro para determinar la potencia, sin embargo la velocidad a la que regularmente debe trabajar el sistema corresponde a 0.140 m/s. En base a esto, en la ecuación (2.8) se escribe:

$$P_A = \frac{85.72 \text{ N} \cdot 0.147 \text{ m/s}}{1000}$$

$$P_A = 12.6 \text{ W}$$

La potencia obtenida  $P_A$  es un valor ideal de la potencia de consumo del sistema, ahora para determinar la potencia real que consumirá la banda transportadora, se usará la ecuación (2.9) la cual relaciona la eficiencia del motor  $\eta$  frente a la potencia teórica obtenida  $P_A$ .

$$P_{banda} = \frac{P_A}{\eta} \quad (2.9)$$

$$P_{banda} = \frac{12.6 \text{ W}}{0.96}$$

$$P_{banda} = 13.13 \text{ W}$$

Con el valor de  $P_{banda}$  se calcula el diámetro mínimo de los tambores, por lo que se aplica la ecuación (2.10).

$$d_A = \frac{F_1 \cdot C_3 \cdot 180}{b_0 \cdot \beta} \quad (2.10)$$

$C_3$ : Factor de cálculo para tambores impulsores.

$b_0$ : Ancho de la banda transportadora [mm]

$\beta$ : Arco de contacto de acuerdo a la configuración seleccionada.

Las variables que se exponen para la ecuación (2.10), se toman del Anexo A: Tablas de Banda transportadora – Tabla A.3, pues como se mencionó anteriormente se analiza con datos de V1 que se encuentran dentro de la Tabla A.3. **Factor  $C_3$  para el diámetro mínimo de los tambores impulsores.**, teniendo en consideración esa parte se obtiene lo siguiente.

$$d_A = \frac{85.72 \text{ N} \cdot 30 \cdot 180}{140 \text{ mm} \cdot 180^\circ}$$

$$d_A = 18.368 \text{ mm}$$

El diámetro obtenido para los tambores es muy pequeño, no obstante para el diseño se usara tambores de 50mm de diámetro, además según los catálogos de bandas transportadoras mencionan que mientras mayor es el diámetro de los tambores la vida útil de la banda transportadora se ve aumentada.

Con todos los datos calculados para la banda transportadora en la Figura 28 se muestra la banda diseñada en software de ingeniería con cada uno de sus componentes diseñados, las dimensiones que se usó para aquel diseño son en base a los resultados que se han obtenido en el cálculo.

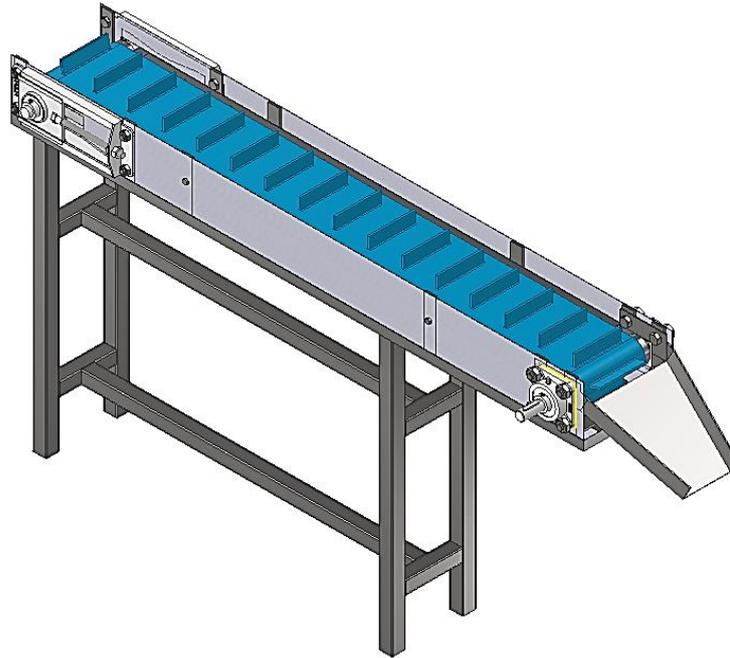


Figura 28. Diseño de Banda transportadora en Inventor  
**Fuente:** Autor

Como se observa en la Figura 28 la banda posee una estructura que la soporta, para el análisis de aquella estructura se tomara el objeto de estudio en la parte más crítica, aquella parte corresponde a la ubicación de tambor motriz, pues se considera oportuno ese análisis debido a que se insertara una polea en el lado izquierdo y esta para su eficiencia necesita de una tensión para un buen funcionamiento.

Mediante simulación de elementos finitos se programa las cargas que provocaran esfuerzos en la estructura, en donde los resultados que se obtuvieron se presenta en la figura 29 la cual menciona que la deformación en la parte critica descrita corresponde a 1.071 mm con un factor de seguridad de 1.91, esto quiere decir que la estructura si es capaz de aguantar las cargas a la que estará sometido cuando la maquina esté en funcionamiento.

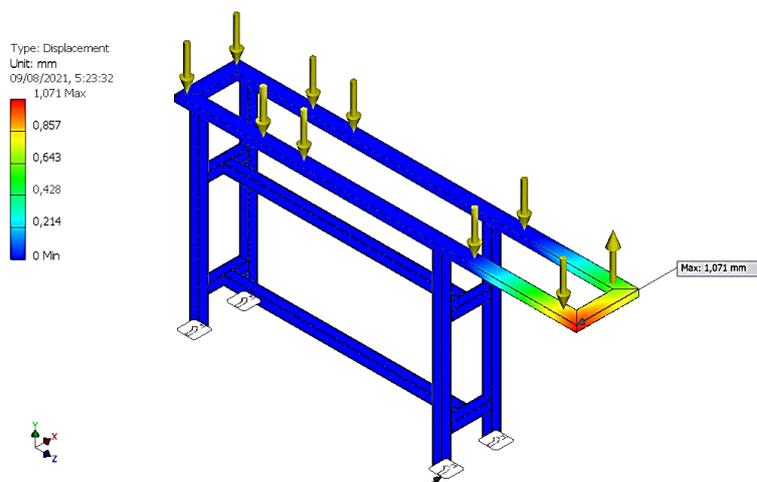


Figura 29. Deformación de la estructura de la Banda.  
**Fuente:** Autor

El material para efectuar la simulación en el software corresponde al acero galvanizado, este acero proporciona buena resistencia a la corrosión y es económico, en el Anexo C se presenta las características de tubo estructural cuadrado de 30x30x1.2mm y del tubo de perfil rectangular de 20x20x2mm.

## 6.2.4 Diseño del Sistema de Clasificación

El subsistema de clasificación está relacionado con la forma como se clasificaran las clases de tomate de árbol. Como se manifestó con anterioridad en la descripción de esta parte de la máquina, los elementos que este posee son las cazoletas, sensores, actuadores y su alimentación de potencia para el trabajo del mismo. Por ello, en este apartado se dimensionarán y diseñarán cada uno de estos elementos y sus subelementos complementarios que garantizarán el funcionamiento de la máquina teniendo en cuenta el objetivo del proyecto.

### 6.2.4.1 Cazoletas de transporte

La cazoleta para llevar el tomate por las distintas fases de clasificación tiene en si las siguientes partes como se observa en la Figura 30, aquellos elementos se diseñarán en este apartado.

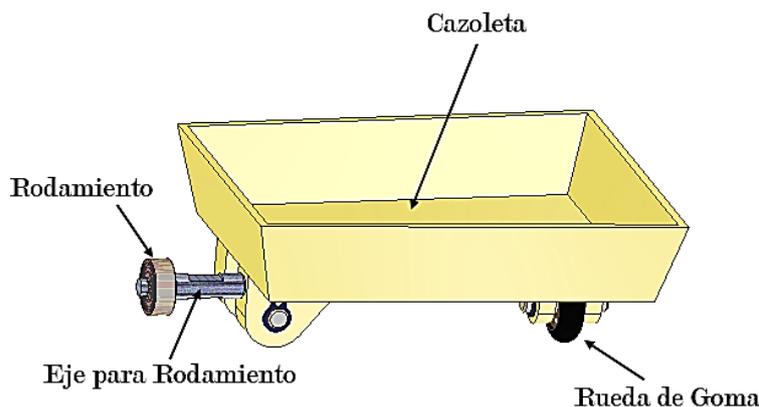


Figura 30. Elementos integrados para la funcionalidad de cazoletas.

Fuente: Autor

- **Cazoletas**

Para el diseño de las cazoletas se analizará primero las reacciones que actuarán sobre la geometría de la misma, para la cual se considera el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 31, las reacciones  $F_{RG}$  está relacionado por el peso de la rueda de goma y los elementos que la conforman, esta se incorpora debido a que se quiere amortiguar el impacto de la cazoleta, la fuerza  $W$  se asigna el peso de tomate de mayor dimensión, como se ha hecho mención anteriormente este dato corresponde a 200 g de masa; la reacción  $F_p$  esta relaciona al esfuerzo que se produce en el pasador y por último la reacción  $F_R$  hace mención la fuerza radial que estará sometido el rodamiento debido a la flexión de la cazoleta.

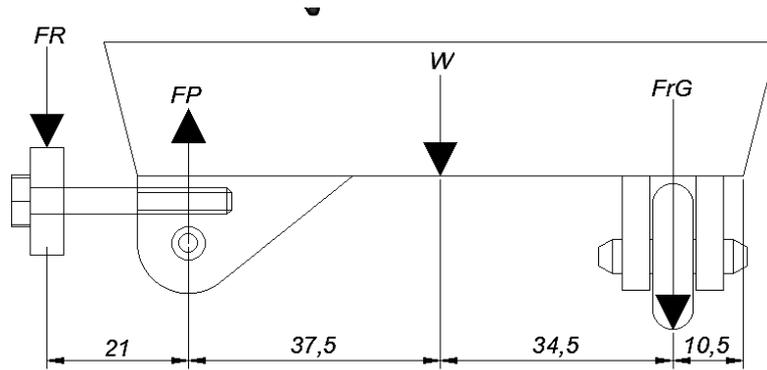


Figura 31. Diagrama de cuerpo libre de la Cazoleta de transporte.  
Fuente: Autor

Para comprender de una mejor manera se migra aquel diagrama de cuerpo libre al diagrama que se muestra en la Figura 32, de esta forma será más fácil determinar las incógnitas propuestas en el diagrama de cuerpo libre.

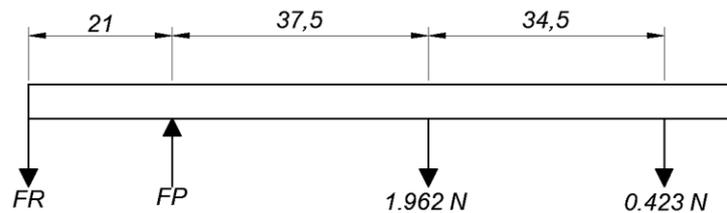


Figura 32. Diagrama de Cuerpo Libre de Cazoleta.  
Fuente: Autor

Como se muestra en la Figura 32 las fuerzas que se presentaron en el diagrama de la Figura 31, tanto  $F_{RG}$  como  $W$  han sido reemplazadas por sus valores numéricos en Newton [N]. Por lo tanto, para hallar las fuerzas  $F_P$  y  $F_R$  se comenzara con el análisis estático, primero se realizara sumatoria de momentos donde está ubicado la reacción  $F_P$ , luego mediante sumatoria de fuerzas en  $y$  determinaremos la fuerza  $F_R$ , a continuación se presenta el procedimiento descrito.

Sumatoria de momentos en  $F_P$ :

$$\sum M_{FP} = 0$$

$$F_R(0.021) - 1.962(0.0375) - 0.423(0.072) = 0$$

$$F_R(0.021) - 0.104 = 0$$

$$F_R = \frac{0.104}{0.021} = 4.95 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en  $y$ :

$$\sum y = 0$$

$$-4.95 N + F_p - 1.962 N - 0.423 N = 0$$

$$-4.95 + F_p = 0$$

$$F_p = 7.337 N$$

La reacción  $F_p$  se tomará en cuenta posteriormente para el análisis de las abrazaderas, las cuales están sujetas al pasador de la reacción  $F_{RC}$ . Las reacciones que se han encontrado dentro de la geometría de la cazoleta permitirán determinar el espesor adecuado que esta debe poseer, para hallar el espesor se procede a simular aplicando elementos finitos para observar su deformación y esfuerzos máximos, para observar como esta reacciona frente a las fuerzas a la cual estará sometida se muestran los resultados obtenidos de la simulación en la Figura 33.

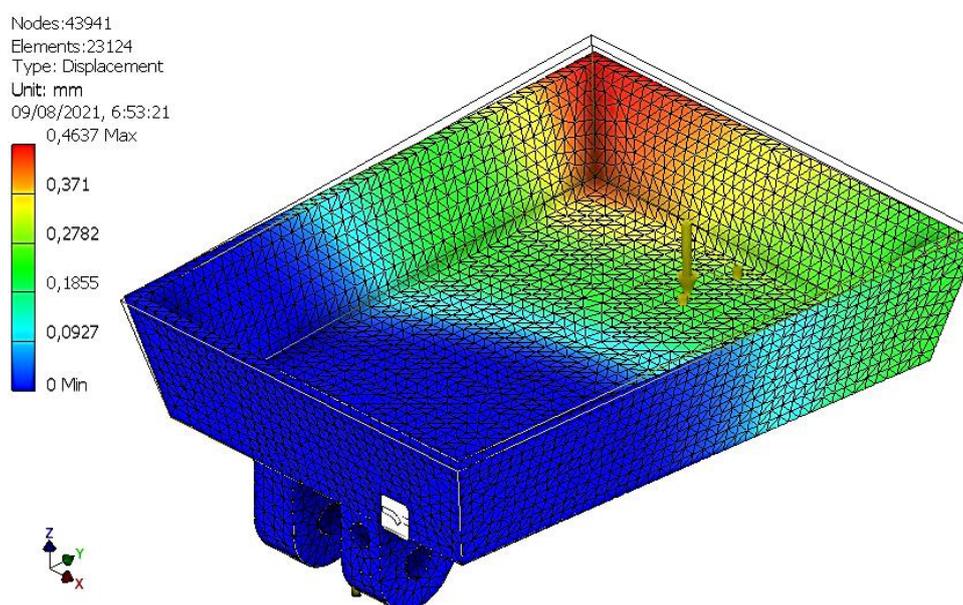


Figura 33. Simulación de cazoleta de transporte.

**Fuente:** Autor

El espesor con el cual se realizó la simulación es de 2mm consiguiendo con este espesor una deformación máxima de 0.4637mm, cabe mencionar que el material que se aplicó fue poliamida 66, aquel material presenta buena dureza y es recomendado para productos alimenticios. En base a ello, se manifiesta que la geometría diseñada si es capaz de soportar el tomate una vez que la banda transportadora las deposite en el interior de las mismas.

- **Diseño de eje para rodamiento**

El eje el cual se ubicara de forma excéntrica en la cazoleta para la sujeción del rodamiento como se muestra en la Figura 34, se determinó con anterioridad que la reacción a la cual está sometido corresponde a la fuerza  $F_R$ .

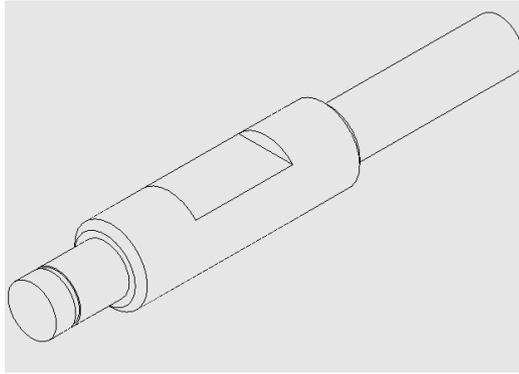


Figura 34. Eje para fijación de Rodamiento de Cazoleta.

Fuente: Autor

Por lo que, para determinar el diámetro mínimo que este debe poseer para soportar la carga se usará la ecuación (3.1) correspondiente a análisis de esfuerzos en vigas de (Beer, 2009).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (3.1)$$

$M$ : Momento flector [Nm]

$c$ : Radio del eje [m]

$I$ : Inercia del eje [m<sup>2</sup>]

Deduciendo la fórmula de una forma más compacta para el análisis del eje se obtiene la ecuación (3.2). Esta necesitará del momento flector del eje  $M$  y el radio del eje  $r$  como parámetro para calcular el esfuerzo normal.

$$\sigma = \frac{4M}{\pi r^3} \quad (3.2)$$

Los factores de diseño a considerar para el eje son el factor de seguridad  $f_s$ , este parámetro se considera con una magnitud de 3, también se cuenta con el esfuerzo a la fluencia del aluminio el cual corresponde a un esfuerzo  $S_y = 145$  MPa. Entonces si sabemos que el  $f_s$  equivale a la relación de la ecuación (3.3), entonces como ya tenemos el esfuerzo a la fluencia podemos determinar el esfuerzo admisible  $\sigma_p$ .

$$f_s = \frac{S_y}{\sigma_p} \quad (3.3)$$

Reemplazando y despejando  $\sigma_p$  obtenemos:

$$\sigma_p = \frac{S_y}{f_s}$$

$$\sigma_p = \frac{145 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_p = 48.33 \text{ MPa}$$

Como se observa en la ecuación (3.2), se necesita del Momento Flector de la viga que en nuestro caso corresponde al eje estudiado. En la Figura 35 se muestra el diagrama de cuerpo libre que se usara para calcular el momento flector.

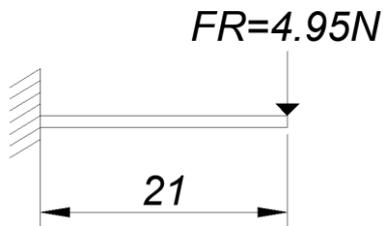


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del eje para rodamiento.

Fuente: Autor

Aplicando la ecuación (3.4) para obtener el momento flector producido por la fuerza que actúa en eje, se prosigue a reemplazar en la ecuación (3.1).

$$M = F \cdot d \quad (3.4)$$

$$M = 4.95 \text{ N} \cdot 0.021 \text{ m}$$

$$M = 0.104 \text{ Nm}$$

Sustituyendo  $M$  y  $\sigma_p$  en la ecuación (3.2) se obtiene que su estructura está en función del radio, por lo que al despejar el radio podemos obtener el diámetro mínimo del eje que este debe poseer.

$$\sigma_p = \frac{4M}{\pi r^3}$$

$$48.33 \times 10^6 \text{ Pa} = \frac{4(0.104 \text{ Nm})}{\pi r^3}$$

$$48.33 \times 10^6 \text{ Pa} = \frac{0.132 \text{ Nm})}{r^3}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{0.132 \text{ Nm})}{48.33 \times 10^6 \text{ N/mm}^2}}$$

$$r = 1.4 \text{ mm} \Rightarrow d = 2.8 \text{ mm}$$

Con esto sabemos que el diámetro del eje no debe ser inferior a 2.8 mm de diámetro, entonces como propuesta de diseño se decide usar un eje de 4mm de diámetro.

- **Selección de Rodamiento para eje.**

Tras haber determinado el diámetro del eje el cual soportara la reacción  $F_R$ , se sigue a continuación con la selección del rodamiento, para ello se tiene como datos iniciales lo siguiente:

$$T = 20^{\circ}\text{C}$$

$$\varnothing = 4 \text{ mm}$$

$$n = 734.25 \text{ rpm}$$

Factor de contaminación: Gran Limpieza.

La metodología empleada para la selección del rodamiento corresponde a la presentada en (JRM, 2021), en el cual como primer paso se selecciona el rodamiento que abarque los parámetros iniciales planteados. Por lo que revisando en catálogo de (SKF, 2019), obtenemos que necesitamos un rodamiento rígido de bolas con denominación 624 SKF, las características técnicas de este rodamiento se encuentra en la Figura 36.

### Especificación técnica



Figura 36. Características de rodamiento 624 SKF  
Fuente: (SKF, 2019)

Luego seleccionamos la lubricación que necesitará nuestro rodamiento para su buen rendimiento, por lo que dentro del catálogo de SKF tenemos que dirigirnos al apartado de lubricación. Entonces, como requisito el catalogo proporciona aquellos valores, sin antes calcular el factor  $d_m$  el mismo que se muestra en la ecuación (3.5), donde reemplazando valores obtenemos lo siguiente.

$$d_m = 0.5(d + D) \tag{3.5}$$

$d$ : Diámetro interior del rodamiento.

$D$ : Diámetro exterior del rodamiento.

Para obtener aquellos valores, revisamos en el Anexo B: Datos para la selección de rodamiento dirigiéndonos al rodamiento 604 seleccionado. Una vez identificado los valores se reemplazan en la ecuación (3.5), esto da como resultado:

$$d_m = 0.5(4 + 9)$$

$$d_m = 6.5$$

Obtenido ese valor, podemos ir a la tabla de viscosidad nominal  $v_1$  del catálogo de SKF, en donde al relacionar con las velocidad del parámetro propuesto al principio obtenemos un valor de  $v_1 = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ . El valor  $v_1$  servirá como dato de entrada para determinar el índice de viscosidad entonces nuevamente ubicándonos en la tabla de índice de viscosidad en el catálogo de SKF obtenemos que su índice de viscosidad del lubricante es la  $v = \text{ISO VG 22}$ .

Ahora se procede a calcular la vida nominal básica  $L_{10h}$  para ello empleamos la ecuación (3.6) que nos proporciona el catalogo SKF.

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^m \quad (3.6)$$

$n$ : Velocidad en r.p.m. del rodamiento.

$m$ :  $m=3$  para rodamiento de bolas y  $m=10/3$  para rodamiento de rodillos.

$C$ : Capacidad de carga básica dinámica kN.

$P$ : Carga teórica a la cual va a estar sometido el rodamiento kN.

Entonces reemplazando tenemos:

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60(734.25)} \right) \left( \frac{0.423}{0.005} \right)^3$$

$$L_{10h} = 13\,744\,086 \text{ h}$$

Para las condiciones de lubricación del rodamiento se aplica la siguiente ecuación (3.7):

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (3.7)$$

$v$ : Viscosidad real

$v_1$ : Viscosidad nominal.

Reemplazando tenemos:

$$k = \frac{22 \text{ mm}^2/\text{s}}{46 \text{ mm}^2/\text{s}} = 0.48$$

El factor de contaminación viene dado por la tabla del catálogo de SKF, en donde el parámetro  $d_m$  es menor a 100, por lo que referenciándonos en el catálogo obtenemos un factor de contaminación  $\eta_c = 0.6$ .

Como siguiente paso según (JRM, 2021), es determinar el factor SKF  $a_{SKF}$  esta información nos proporciona directamente dentro del catálogo de SKF, no obstante para ubicarnos correctamente en el diagrama para determinar  $a_{SKF}$ , se necesita encontrar el parámetro de la ecuación (3.8).

$$\eta_c \frac{P_u}{P} \quad (3.8)$$

$P_u$ : Carga límite de fatiga (Hoja de datos del rodamiento).

$P$ : Carga a la cual va a trabajar el rodamiento.

$\eta_c$ : Factor de contaminación.

Por lo tanto, al sustituir sus valores en la ecuación (3.8), se obtiene:

$$0.6 \frac{0.005}{0.005}$$

$$0.6$$

Dirigiéndonos con ese dato al diagrama de  $a_{SKF}$  y teniendo en cuenta las condiciones de lubricación de rodamiento  $k = 0.5$ , obtenemos que  $a_{SKF} = 4$ . El factor  $a_{SKF}$  ayudará para el cálculo de la vida nominal SKF  $L_{10mh}$ , misma que viene dado por la ecuación (3.9).

$$L_{10mh} = a_{SKF} \cdot L_{10h} \quad (3.9)$$

Entonces, tras haber determinado tanto  $a_{SKF}$  y  $L_{10h}$ , al reemplazar en (3.9) se obtiene:

$$L_{10mh} = 4 \cdot 13\,744\,086\,h$$

$$L_{10mh} = 54\,976\,344\,h$$

Por último, se considera el cálculo para la Carga mínima en el rodamiento, misma que viene dado en la ecuación (3.10), esta indica que si el resultado es mayor que la carga planteada al inicio de los parámetros el rodamiento puede surgir fallas por derrape, lo que significa que podemos acortar la vida útil del rodamiento.

$$F_{rm} = k_r \left( 6 + \frac{4n}{nr} \right) \left( \frac{d_m}{100} \right)^2 \quad (3.10)$$

$k_r$ : Factor de cálculo proporcionada por la Hoja de datos del rodamiento Tabla B.1: Datos técnicos de rodamiento 624 SKF..

$n$ : Velocidad a que trabaja el rodamiento.

$nr$ : Velocidad referencial obtenida de la Hoja de datos del rodamiento.

Reemplazando, los valores en la ecuación (3.10), se consigue lo siguiente:

$$F_{rm} = 0.015 \left( 6 + \frac{4(734.25)}{140000} \right) \left( \frac{6.5}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0.000381 \text{ kN}$$

Con ello hemos determinado que el rodamiento 618/4 de SKF si cumple con los parámetros indicados al inicio, y además  $F_{rm} < P$ , esto significa que no sufrirá derrape en su funcionamiento.

#### 6.2.4.2 Determinación del diámetro del Aro clasificador

La geometría que se muestra en la Figura 37 corresponde a un tubo de sección circular, este servirá para sujetar las cazoletas mediante abrazaderas que se insertaran en su superficie, como anteriormente se había encontrado que la fuerza  $F_p = 7.337 \text{ N}$ , esta solo demuestra la reacción en estado de equilibrio, sin embargo ahora se considera el peso de los componentes que se insertan en la cazoleta, por lo que se adiciona  $3.082 \text{ N}$  a la reacción  $F_p$ , quedándonos de esta manera  $F_p = 10.42 \text{ N}$ .

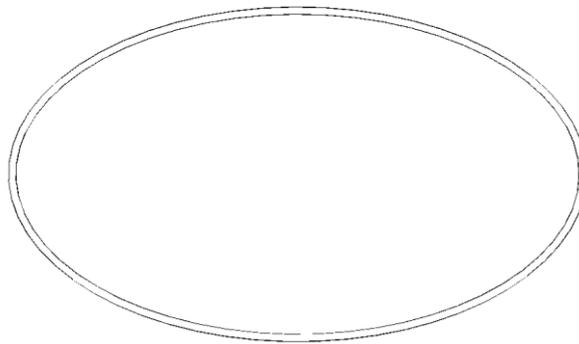


Figura 37. Aro para cazoletas de transporte.

Fuente: Autor

La reacción  $F_p$  es una fuerza que está distribuida 60 veces a largo del tubo sujetador debido a que existen 60 cazoletas, por lo que podemos deducir que la fuerza  $W = F_p \cdot 60$ , donde  $W$  corresponde a la magnitud de fuerzas distribuidas en todo el largo de tubo, entonces la magnitud de  $W$  es  $625.2 \text{ N}$ , no obstante para calcular la sección de tubo adecuada se divide la cantidad  $W$  entre el perímetro del aro sujetador el cual era de  $4.410 \text{ m}$ , de esta manera sabemos que  $W = 141.77 \text{ N/m}$ , aquella relación se muestra en la Figura 38.

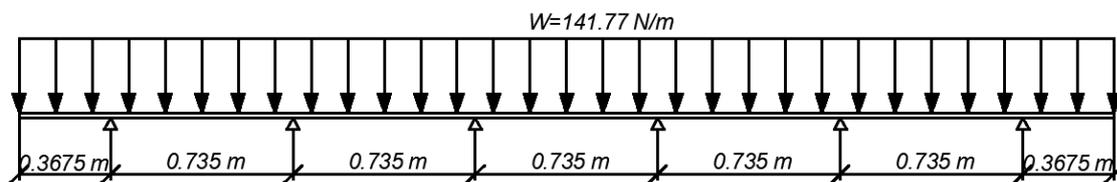


Figura 38. Fuerzas distribuidas a lo largo del Tubo.

Fuente: Autor

Siguiendo con el análisis, la Figura 38 muestra la viga circular seccionada a cierta distancia, por lo que para determinar la sección adecuada del tubo se seleccionará un trozo del diagrama de la Figura 38, dicha sección se presenta en la Figura 39, la reacción  $F$  se obtiene al multiplicar  $F = W \cdot (0.735)$  dándonos un valor de  $F = 104.2 \text{ N}$ .

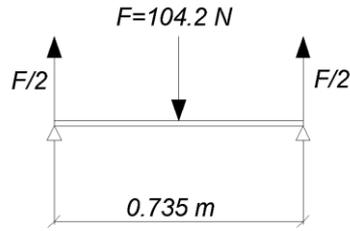


Figura 39. Sección de Tubo para el análisis de sección.  
**Fuente:** Autor

Como se muestra en la Figura 39, las reacciones en los extremos abarca la mitad de  $F$ , puesto que esta se ubica en el centro, por lo tanto sus valores corresponden a  $F/2 = 52.1 \text{ N}$ , con ello ya podemos calcular sus momentos cortantes y flectores que nos servirán para hallar el diámetro de tubo adecuado para la máquina.

Por lo tanto, se procede a calcular los diagramas de cortante y flector mismos que se muestran en la Figura 40, el dato que nos interesa para nuestro análisis corresponde al momento máximo generado el cual corresponde a  $18.82 \text{ Nm}$ .

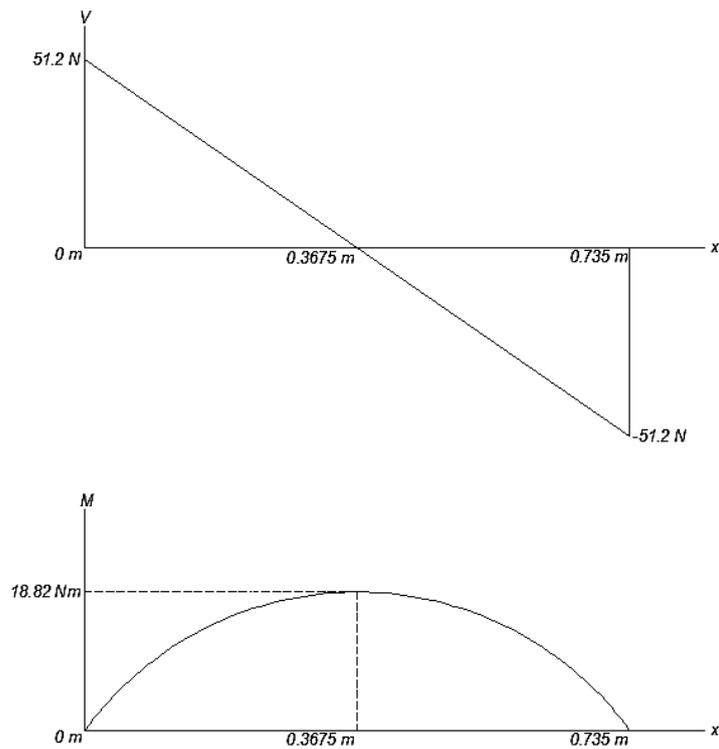


Figura 40. Diagramas de Cortante y Flector de la sección.  
**Fuente:** Autor

El dato de momento flector se reemplaza en la ecuación (4.1) propuesta por (Beer, 2009) para el análisis de vigas.

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S} \tag{4.1}$$

Para ello se deduce que

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo permisible [MPa]

$M$ : Momento Flector [Nm]

$S$ : Módulo de sección de viga [ $cm^3$ ].

Para obtener el  $\sigma_{max}$  consideramos que el elemento debe tener un factor de seguridad de 3, y también se toma en cuenta que el material para el tubo es acero galvanizado, por lo que su esfuerzo a la fluencia  $S_y$  es de 230 MPa, entonces para obtener  $\sigma_{max}$  se aplica la ecuación (3.3):

$$f_s = \frac{S_y}{\sigma_p}$$

Aquí  $\sigma_p = \sigma_{max}$ , por lo que sustituyendo valores tenemos:

$$\sigma_p = \frac{S_y}{f_s}$$

$$\sigma_p = \frac{230 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_p = 76.67 \text{ MPa}$$

Como ya se ha determinado  $M = 18.82 \text{ Nm}$  y  $\sigma_{max} = 76.67 \text{ MPa}$ , reemplazamos en (4.1) y despejamos  $S$ .

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S}$$

$$76.67 \text{ MPa} = \frac{18.82 \text{ Nm}}{S}$$

$$S = \frac{18.82 \text{ Nm}}{76.67 \text{ MPa}}$$

$$S = 0.245 \text{ cm}^3$$

El resultado de  $S$  calculado se compara en el catálogo de tubos estructurales de la empresa DIPAC, en donde se obtiene que se necesita un tubo de diámetro 19.05 mm, el mismo que se muestra en el Anexo C.1: Tubo Mecánico Redondo Galvanizado (DIPAC, 2021)..

### 6.2.4.3 Tubo de unión y soporte del aro clasificador

Como se observó en la Figura 38, el tubo correspondiente al aro clasificador se ha seccionado en seis partes las cuales están separados a una distancia de 0.735 m. Las secciones que se realizó en aquella figura es

debido a que en esos puntos se unen el tubo rígido para dar mayor soporte a la estructura, por ende ahora se sigue a determinar la fuerza que actúa en el tubo rígido de la Figura 41.

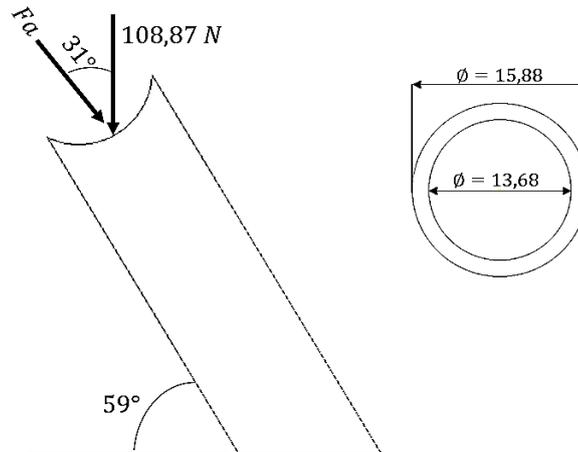


Figura 41. Diagrama de Cuerpo Libre del tubo rígido de soporte.

**Fuente:** Autor

Analizando el diagrama de la Figura 41 se necesita obtener la reacción  $F_a$ , para lo cual se procede a descomponer en primer lugar, la fuerza de 108.87 N, cabe mencionar que esta reacción corresponde a los 625.2 N obtenido para calcular la sección del aro clasificador, sin embargo a esta se le adiciona el peso del aro, pues el tubo rígido de soporte debe soportar el peso del aro y las fuerzas que actúan en el aro, por lo que al sumar el peso del aro que es de 28 N obtenemos una fuerza de 653.2 N, no obstante hay que mencionar que este peso está distribuido alrededor de seis soportes rígidos como se presenta en la Figura 42, por lo que el resultado de 653.2 N se tiene que dividir para seis, esto da una fuerza de 108.87 N que es la que se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 41.

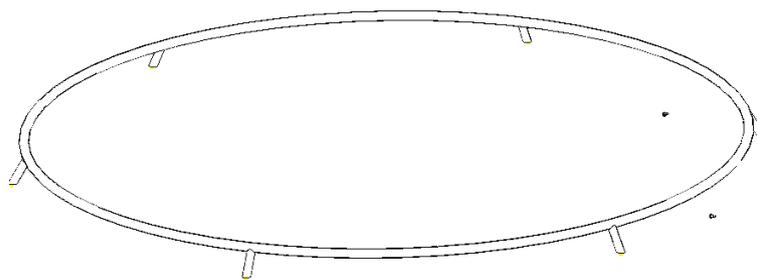


Figura 42. Ensamble del Aro con el tubo de soporte.

**Fuente:** Autor

Con el detalle mencionado se procede a calcular la fuerza  $F_a$ , la misma que se obtendrá usando la ecuación (5.1):

$$\cos \theta = \frac{C_a}{H} \quad (5.1)$$

Como sabemos que  $\theta = 31^\circ$  y que  $C_a = 108.87$  N, reemplazamos en (5.1) y despejamos  $H$ , por lo que se obtiene:

$$\cos(31) = \frac{108.87 \text{ N}}{H}$$

$$H = \frac{108.87 \text{ N}}{\cos(31)} = 127.01 \text{ N}$$

Entonces  $H = F_a$ , con esto en consideración ya podemos realizar un análisis de esfuerzos en el tubo rígido, para ello aplicamos la ecuación (5.2) de análisis de esfuerzos de (Beer, 2009).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (5.2)$$

La variable  $F$  está relacionada con  $F_a = 108.87$  N, mientras que  $A$  corresponde al área de sección transversal del tubo rígido, esta área se calcula usando la ecuación (5.3):

$$A = \pi r_1^2 - \pi r_2^2 \quad (5.3)$$

Para obtener  $r_1$  y  $r_2$  se toman de la Figura 41, en la cual ya no proporciona los diámetros, al reemplazar en la ecuación (5.3), se obtiene que el área de sección transversal es:

$$A = \pi \left( \frac{0.01588 \text{ m}}{2} \right)^2 - \pi \left( \frac{0.01368 \text{ m}}{2} \right)^2$$

$$A = 5.108 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Con los valores de  $A = 5.108 \times 10^{-5} \text{ m}^2$  y  $F = 127.01$  N, se sustituyen en la ecuación (5.2), en donde obtenemos el esfuerzo de compresión  $\sigma$ .

$$\sigma = \frac{121.01 \text{ N}}{5.108 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = \frac{121.01 \text{ N}}{5.108 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 2.37 \text{ MPa}$$

Este dato al compararlo con el esfuerzo máximo de tensión del acero galvanizado  $\sigma_u = 345$  MPa el esfuerzo obtenido  $\sigma < \sigma_u$ , por lo tanto el tubo rígido soportará sin ninguna dificultad la carga que se planteó.

#### 6.2.4.4 Sección para el Aro motriz de la Máquina.

Para determinar la sección del aro motriz de la máquina como se presenta en la Figura 43, se asume que el elemento estará sometido a la carga de 653.2 N que se determinó para el cálculo del tubo rígido, no obstante como también se tiene que considerar el peso del tubo rígido, y al ser 6 unidades de este distribuidas alrededor del aro motriz su magnitud de peso es 19.41 N, por lo que al sumar los 653.2 N con el peso de los tubos rígidos se obtiene que la fuerza total es de 672.61 N.

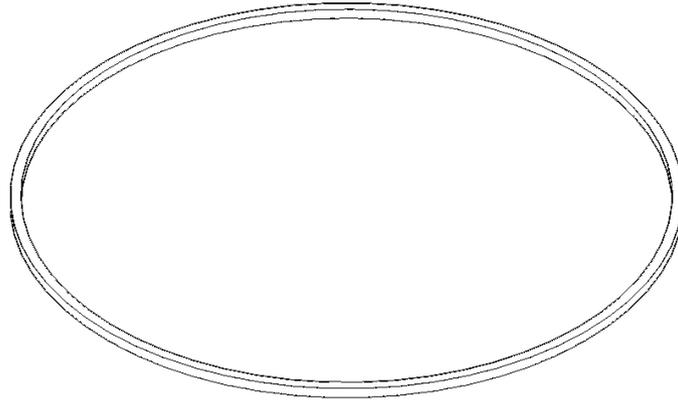


Figura 43. Aro Motriz de la Maquina Clasificadora  
**Fuente:** Autor

La fuerza de 672.61 N se tiene que distribuir para los seis puntos donde esta actúa debido a los tubos rígidos de soporte, por lo que al dividir los 672.61 N para seis se deduce que cada punto ejerce una fuerza de 112.1 N sobre el aro motriz. De igual manera, como se sabe el aro motriz estará asentado sobre ruedas las cuales estáticamente servirán como soportes y dinámicamente ayudaran al movimiento solidario para el aro clasificador como se muestra en la Figura 44.

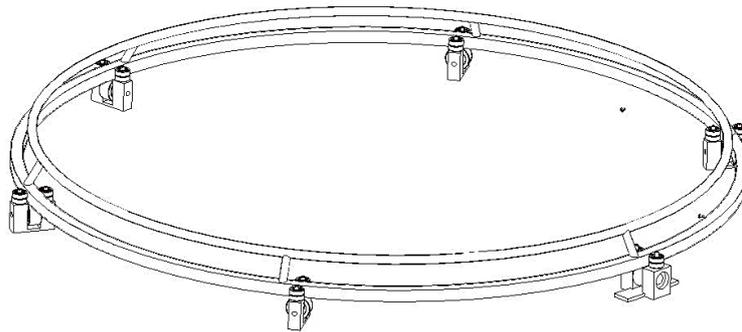


Figura 44. Ruedas que soportan al Aro Motriz  
**Fuente:** Autor

En base a esta explicación se dibuja un diagrama de cuerpo libre como se muestra en la Figura 45 para determinar la sección del aro motriz.

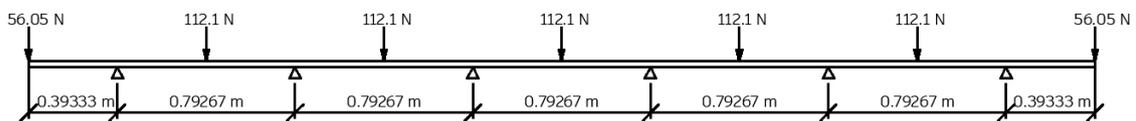


Figura 45. Diagrama de Cuerpo libre del aro motriz  
**Fuente:** Autor

Como se observa en la Figura 45 se considera el aro motriz en una posición estática donde las fuerzas ejercidas por el tubo rígido se ubican en la mitad de las ruedas, también la longitud total del tubo abarca los 4,756 m, por lo que la disposición de las ruedas sobre el aro motriz estará distribuido a una distancia de

792.667 mm. Se considera realizar el análisis justamente en esa posición, debido a los esfuerzos máximos que se producen, sin embargo al igual que se hizo con el aro clasificador se considera oportuno seccionar el diagrama de la Figura 45 al diagrama Figura 46.

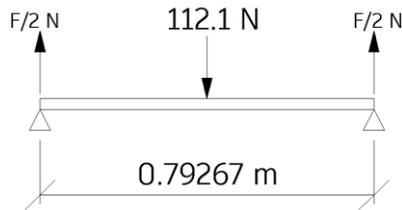


Figura 46. Diagrama Seccionado del Aro Motriz.

**Fuente:** Autor

Observando en la Figura 46, se deduce que las reacciones en los extremos asumen la mitad de 112.1 N, puesto que esta se ubica en el centro, por lo tanto sus valores corresponden a  $F/2 = 56.05$  N, con ello ya podemos calcular sus momentos cortantes y flectores que nos servirán para hallar la sección de tubo adecuado para el aro motriz.

Los diagramas de cortante y momento flector se presentan en la Figura 47, en él se puede observar que el momento máximo generado por la carga es de 22.05 Nm, este dato al igual que se hizo para el análisis del aro clasificador se propone usar las mismas ecuaciones.

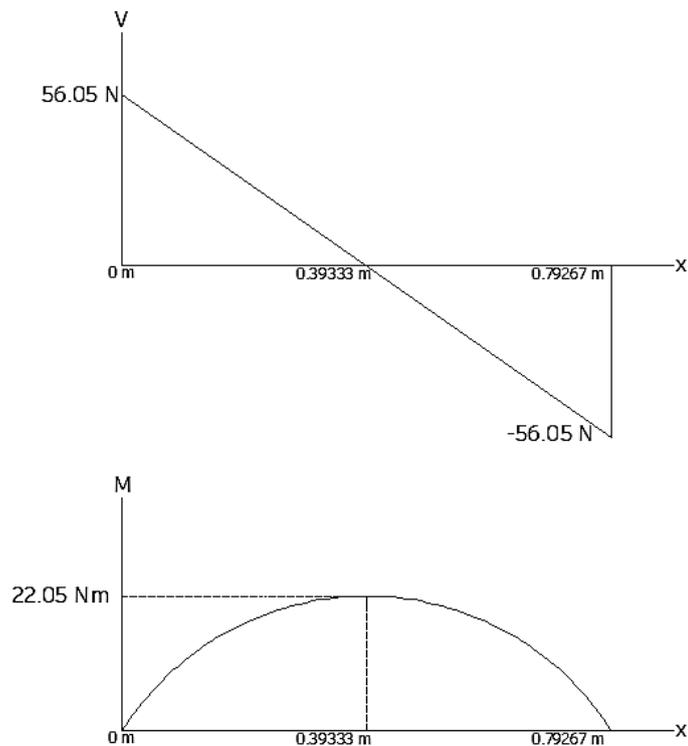


Figura 47. Diagrama de cortante y momento flector de Aro Motriz.

**Fuente:** Autor

Por ende al aplicar la ecuación (4.1), sabiendo que el esfuerzo permisible  $\sigma_{max} = 76.67$  MPa con un factor de seguridad de 3 y con el momento flector  $M = 22.05$  Nm, sustituyendo en (4.1) y despejando  $S$  se obtiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S} \quad (4.1)$$

$$76.67 \text{ MPa} = \frac{22.05 \text{ Nm}}{S}$$

$$S = \frac{22.05 \text{ Nm}}{76.67 \text{ MPa}}$$

$$S = 0.2875 \text{ cm}^3$$

El resultado del módulo de sección  $S = 0.2875 \text{ cm}^3$  se compara en el catálogo de tubos estructurales de la empresa DIPAC Anexo C.2: **Tubo Mecánico Cuadrado Galvanizado (DIPAC, 2021)**., y se obtiene que se requiere de un tubo de 20x20mm, sin embargo debido a que se soldará los tubos rígidos de soporte para el aro clasificador se selecciona uno de 25x25mm el cual tiene un módulo de sección  $S = 0.87 \text{ cm}^3$ .

#### 6.2.4.5 Potencia del Sistema Clasificador

Todos los cálculos realizados desde el diseño de la cazoleta hasta el aro motriz para el sistema de clasificación, nos ayudaran para determinar la potencia que necesitara el sistema de clasificación. Como se mencionó anteriormente, las reacciones de los tubos rígidos al igual que las reacciones que actúan sobre aquellos elementos que dieron como resultado una fuerza con magnitud de 672.61 N, esta cantidad se utilizó para determinar la sección del tubo del aro motriz. No obstante, ahora para encontrar la potencia que consumirá el sistema completo, se adiciona el peso del aro motriz, este elemento tiene una masa de 5.091 Kg, lo cual transformando a peso obtenemos el equivalente a 50 N aproximadamente.

Por ende, al sumar el peso del aro motriz más la reacción total 672.61 N que apporto para hallar la sección del aro motriz, se deduce que su valor corresponde a 722.61 N, misma que abarca la potencia consumida del sistema, sin embargo al estar sujeto el aro motriz a seis ruedas que ayudarán al giro del aro clasificador, se tiene que adicionar las fuerzas de fricción generadas, estas fuerzas se opondrán al movimiento del aro motriz, para tener una visión más clara de lo que se menciona en la Figura 44 se presentó un boceto de cómo están ubicadas las ruedas quienes generan una resistencia opuesta al movimiento del aro motriz.

Como se observa en la Figura 44 existen cinco ruedas distribuidas circularmente alrededor del aro motriz, el material de estas ruedas corresponde a poliuretano, este tiene un coeficiente de fricción estático de  $\mu_s = 0.5$  según (MecanoCaucho, 2017) en su hoja de datos, en cuestión a ello para hallar la fuerza que se resiste al movimiento se aplica la ecuación (6.1).

$$F_f = \mu_s N \quad (6.1)$$

En donde los términos:

$F_f$ : Fuerzas de fricción a causa del contacto con las ruedas.

$\mu_s$ : Coeficiente de fricción estático de las ruedas

$N$ : es la fuerza normal que en nuestro caso es de 722.61 N

Por lo que sustituyendo obtenemos lo siguiente:

$$F_f = (0.5)(722.61 \text{ N})$$

$$F_f = 361.305 \text{ N}$$

Una vez determinadas la fuerza de fricción  $F_f$  ocasionada por las ruedas de poliuretano, se procede a calcular  $F_T$ , la cual consiste en sumar  $F_f$  y  $N$ . Por lo tanto la adición de estas dos fuerzas es:

$$F_T = F_f + 722.61 \text{ N}$$

$$F_T = 361.305 \text{ N} + 722.61 \text{ N}$$

$$F_T = 1083.915 \text{ N}$$

Entonces para hallar la potencia mecánica de consumo, se aplica la ecuación (6.2) la cual relaciona la fuerza  $F$  y la velocidad  $v$  a la que gira el aro clasificador.

$$P = F \cdot v \quad (6.2)$$

La variable  $F$  corresponde a  $F_T$  mientras que  $v$  se considera que tendrá una velocidad de 0.147 m/s, misma que se considera como máxima, en base a esto se reemplaza en (6.2) y se obtiene que la potencia  $P$  es de:

$$P = 1083.915 \text{ N} \cdot 0.147 \text{ m/s}$$

$$P = 159.34 \text{ W}$$

El valor de  $P$  servirá para la selección del motor reductor, mismo que se encarga de poner en funcionamiento la máquina.

#### 6.2.4.6 Selección del motor reductor

La selección del motor determinará el funcionamiento de la máquina, ya que este alimentará la potencia y el torque necesario hacia el sistema de clasificación junto con la banda transportadora. En los cálculos realizados para encontrar la potencia del sistema se obtuvo los siguientes resultados que se muestran a continuación:

$$P_{banda} = 13.13 \text{ W}$$

$$P_{SC} = 159.34 \text{ W}$$

Cabe mencionar que  $P_{SC}$  corresponde a la potencia del sistema clasificador que se determinó con anterioridad, ahora para obtener la potencia mecánica total se suman  $P_{banda}$  y  $P_{SC}$ , procedimiento que se muestra a continuación:

$$P_T = P_{banda} + P_{SC}$$

$$P_T = 13.13 W + 159.34 W$$

$$P_T = 172.47 W$$

Con el valor de  $P_T$  se continúa a seleccionar el motor, para ello se seguirá la metodología propuesta por (Reynaga, 2020), este método consiste en hacer los siguientes pasos:

1. Potencia de calculo ( $N_a$ ): hace referencia al valor de  $P_T$ .
2. Potencia de Entrada ( $N_e$ ): corresponde a la potencia  $P_T$  afectada por el rendimiento del motor reductor.
3. Relación de transmisión ( $i$ ): esta se toma en cuenta con la preselección del motor.
4. Velocidad de entrada ( $n_e$ )(r. p. m): se determina con los datos del motor preseleccionado.
5. Velocidad de salida ( $n_s$ )(r. p. m): se determina con los datos del proyecto, que en nuestro caso corresponde a 0.147 m/s.
6. Factor de Servicio ( $F_s$ ): está relacionado con las horas de arranque por hora, la maquina en la cual se va a implementar y el tipo de motor de accionamiento.
7. Potencia de mando ( $N_m$ ): es el valor de potencia afectado por el factor de servicio  $F_s$ .
8. Preselección: En base a la potencia de mando, se selecciona un reductor de acuerdo a la potencia de mando  $N_m$ .
9. Verificar que la potencia nominal  $N_m$  seleccionada del catálogo sea mayor a la potencia de entrada  $N_e$ .

Como se mencionó en la descripción de los pasos nuestra potencia de cálculo abarca:

$$N_a = P_T$$

$$N_a = 172.47 W$$

Con ese dato se procede a calcular la Potencia de entrada ( $N_e$ ), la cual como se mencionó esta se obtiene dividiendo para la eficiencia del motor reductor, tal como se muestra en la ecuación (7.1):

$$N_e = \frac{N_a}{\eta} \tag{7.1}$$

La eficiencia que nos proporciona el catálogo (Cestary, 2018), menciona que la eficiencia de sus motoredutores es de  $\eta = 0.985$ , entonces reemplazando en (7.1) se tiene que:

$$N_e = \frac{172.47 W}{0.985}$$

$$N_e = 175.1 W$$

Usando el valor de  $N_e$ , tenemos que dirigirnos al catálogo de (Cestary, 2018), y revisamos un motor que tenga la potencia de entrada  $N_e$  obtenida, por lo que se seleccionó uno de 0.18 kW el cual es mayor a la potencia de entrada calculada  $N_e$ .

Para determinar la velocidad de salida del motor reductor  $n_s$  se considera que este deber tener una velocidad de  $n_s = 70.27 rpm$ , este valor se eligió debido a que más adelante se realiza el cálculo para las poleas que se incorporan al eje del motor. En cuanto a la velocidad de entrada  $n_e$ , de acuerdo al catálogo para motores reductores monofásicos de (Cestary, 2018), proporciona que la velocidad de entrada de sus motores es de  $n_e = 1750 rpm$  a 60Hz.

En base a lo explicado se procede a calcular la relación de transmisión que debe poseer la caja reductora, para lo cual se aplica la ecuación (7.2) que relaciona la velocidad en entrada  $n_e$  con la velocidad de salida  $n_s$ .

$$i = \frac{n_e}{n_s} \quad (7.2)$$

Por lo que reemplazando se obtiene:

$$i = \frac{1750 rpm}{70.27 rpm}$$

$$i = 24.90$$

Tras haber encontrado la potencia de entrada  $N_e = 175.1W$  y la relación de transmisión  $i = 24.9$ , nos dirigimos al catálogo de (Cestary, 2018) y preseleccionamos el motor que cumpla con la potencia necesaria  $N_e$  y con la relación de transmisión  $i$ . En el Anexo D.1: **Características del motor de 180W** se presenta el motor reductor seleccionado, cabe mencionar que la relación de transmisión  $i$  se elige un valor superior correspondiente a  $i = 26.18$ , debido a que no se encontró un valor más próximo a  $i = 24.9$ .

Luego de obtener el valor del motoreductor adecuado, se sigue a determinar la potencia de mando  $N_m$  misma que se ve afectada por el factor de servicio  $F_s$ , el factor de servicio se muestra en el Anexo D.3: Factor de Servicio de Motor Reductor WEG CESTARY, en el cual se elige un factor de servicio de  $F_s = 1.25$  debido a que este se aplica para la industria alimenticia. Por ende para calcular la Potencia de mando  $N_m$  se aplica la siguiente ecuación (7.3):

$$N_m = N_e \cdot F_s \quad (7.3)$$

Al reemplazar los valores de  $N_e$  y  $F_s$  en (7.3) se obtiene:

$$N_m = 175.1 W \cdot 1.25$$

$$N_m = 218.875 W$$

Con el valor de la Potencia  $N_m$  afectada por el factor de servicio  $F_s$ , se preselecciona el motoreductor, por lo que de acuerdo en el catálogo de (Cestary, 2018) se obtiene que la potencia más próxima es de 250 W, y el modelo del motor es C00228 teniendo un peso de 8.2 kg, para más detalle revise el Anexo D.2: **Características de Motor Reductor de 0.25kW.**

#### 6.2.4.7 Selección de Poleas y Correas de transmisión

El método para transmitir el movimiento y la potencia hacia la maquina se ha optado por correas de transmisión, debido a que la maquina funciona a bajas velocidades y por tanto consume baja potencia. Para seleccionar las poleas y correas de transmisión adecuadas para la maquina se seguirá los pasos propuestos por el catálogo de (Dunlop, 2019), estos se describirán a medida que se avance en el proceso de selección.

El procedimiento de cálculo propuesto por (Dunlop, 2019), está en determinar la potencia que va a transmitir la correa, para luego aplicar el coeficiente de corrección de potencia. En la ecuación (8.1) se muestra la fórmula para encontrar la potencia corregida  $P_C$ , los términos  $P$  corresponden a la potencia que nos proporciona el motor, mientras que  $F_{cp}$  es el factor de corrección de potencia, para más detalle sobre el factor de corrección de potencia revise el Anexo E.1: Coeficiente de Corrección de la Potencia..

$$P_C = P \times F_{cp} \quad (8.1)$$

Como se conoce que  $P = 250 W$ , no obstante no se sabe el valor de  $F_{cp}$ , entonces de la tabla del Anexo E.1: **Coeficiente de Corrección de la Potencia.** se elige que el valor de  $F_{cp}$  es de 1, la razón de aquel factor está en que la maquina trabajará en un servicio intermedio, es decir, que su funcionamiento es menor a 7 horas. En base a esto, se reemplaza los valores en la ecuación (8.1) y tenemos que:

$$P_C = 250 W \times 1$$

$$P_C = 250 W$$

Como siguiente paso se debe determinar la sección de correa, para ello según el catalogo (Dunlop, 2019) donde establece un diagrama que relaciona la velocidad en rpm y la potencia en HP como se presenta en el Anexo E.2: **Diagrama para la elección de la sección de la correa.**, se deduce que la sección de correa para nuestro sistema de transmisión corresponde a la sección tipo B, debido a que la velocidad de salida del motoreductor es inferior a 100 rpm y además la potencia es inferior a 1 HP.

El siguiente aspecto para la selección es la relación de transmisión entre la polea mayor y la polea menor, por lo cual en la ecuación (8.2) se presenta la formula como obtener aquel valor.

$$K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \quad (8.2)$$

De la ecuación (8.2), los términos son:

$N$ : Revoluciones por minuto (rpm) de la polea menor.

$n$ : Revoluciones por minuto (rpm) de la polea mayor.

$D$ : Diámetro de la polea mayor.

$d$ : Diámetro de la Polea menor.

Los datos que se conocen son la velocidad de la polea menor  $N = 66.84 \text{ rpm}$  y de la polea mayor  $n = 56.19 \text{ rpm}$ , entonces reemplazando en la ecuación (8.2) se obtiene que la relación de transmisión es:

$$K = \frac{66.84 \text{ rpm}}{56.19 \text{ rpm}} = 1.19$$

La relación de transmisión calculada nos ayudará para la elección de los diámetros primitivos de las poleas, pues como se muestra en la ecuación (8.3) la relación de transmisión  $K$  se multiplica por el diámetro de la polea menor  $d$ , el diámetro primitivo de la polea menor de acuerdo al catálogo (Dunlop, 2019) se selecciona uno de 118mm, entonces reemplazando en (8.3) se determina el diámetro de la polea mayor  $D$ .

$$D = K \times d \quad (8.3)$$

$$D = 1.19 \times 118 \text{ mm}$$

$$D = 140.42$$

Del catálogo (Dunlop, 2019) se revisa si existe una polea con este diámetro primitivo, por lo que se selecciona la de 140 mm debido a que es más próxima al valor calculado, para mayor información vea el Anexo E.3: **Diámetro Primitivo de las poleas.**

Después de hallar los diámetros de las poleas, se determina la distancia entre ejes, para lo cual mediante la herramienta de medición de Inventor se determinó que la distancia entre ejes es  $l = 289.234 \text{ mm}$ . Para corroborar que la distancia propuesta en el diseño es la correcta se aplica la siguiente ecuación (8.4).

$$l \geq \frac{(K + 1)d}{2} + d \quad (8.4)$$

$$l \geq \frac{(1.19 + 1)118 \text{ mm}}{2} + 118 \text{ mm}$$

$$l \geq 247.21 \text{ mm}$$

Como se observa en el resultado nos dice que la distancia entre ejes  $l$  tiene que ser mayor a 247.21 mm, lo cual para nuestro diseño si cumple aquella condición.

Conocida la distancia entre ejes se procede a calcular la longitud primitiva de la correa, para lo cual se usa la ecuación (8.5).

$$L = 2l + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l} \quad (8.5)$$

Sustituyendo con los datos que hemos venido calculando, se encuentra que la longitud de la correa es:

$$L = 2(289.234 \text{ mm}) + 1.57(140 \text{ mm} + 118 \text{ mm}) + \frac{(140 \text{ mm} - 118 \text{ mm})^2}{4(289.234 \text{ mm})}$$

$$L = 983.95 \text{ mm}$$

De acuerdo al catálogo, la longitud corresponde a una B37, no obstante esta necesita de una corrección de longitud de correa, por lo que de acuerdo al Anexo E.4: **Factor de Corrección en Función de la longitud de la Correa**. el factor de corrección de la correa  $F_{cl}$  es 0.83.

Como siguiente paso se necesita determinar el arco de contacto de la correa sobre el diámetro de las poleas. Para encontrar este dato se aplica la ecuación (8.6) en donde se obtiene:

$$\tilde{N} = 180 - 57 \frac{(D - d)}{l} \quad (8.6)$$

$$\tilde{N} = 180 - 57 \frac{(140 \text{ mm} - 118 \text{ mm})}{290.913 \text{ mm}}$$

$$\tilde{N} = 175.67$$

Al igual que se hizo con el factor de corrección de longitud de la correa, el arco de contacto también necesita un factor de corrección del arco de contacto. Entonces de acuerdo al Anexo E.5: **Factor de Corrección en Función del arco de contacto**. se determina que el factor de corrección del arco de contacto es  $F_c = 0.99$ .

Siguiendo con la selección, se continua ahora a determinar la prestación base, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación (8.7), el termino  $P_b$  corresponde a la prestación base en HP. El valor de  $P_b$  se obtiene del catálogo de (Dunlop, 2019), en donde se obtiene mediante interpolación un valor de 0.303, mientras que el otro término “*Prestación adicional*” de la misma manera mediante interpolación se obtuvo un valor de 0.02.

$$P_{bk} = P_b + \text{Prestacion adicional} \quad (8.7)$$

$$P_{bk} = 0.303 + 0.02$$

$$P_{bk} = 0.323$$

Con la determinación de  $P_{bk}$ ,  $F_{cl}$  y  $\tilde{N}_c$ , se pasa a calcular la potencia efectiva por correa  $P_e$ , misma que se muestra en la ecuación (8.8).

$$P_e = P_{bk} \times F_{cl} \times F_c \quad (8.8)$$

Reemplazando con los datos calculados se encuentra que:

$$P_e = 0.323 \times 0.83 \times 0.99$$

$$P_e = 0.265 \text{ HP}$$

La potencia efectiva  $P_e$  nos permitirá determinar la cantidad de correas, para ello necesitamos transformar la potencia  $P_C = 250 \text{ W}$  a HP, para transformar se usa la ecuación (8.9).

$$P_C = 250 \text{ W} \times \frac{0.0013}{1 \text{ W}} \quad (8.9)$$

$$P_C = 0.325 \text{ HP}$$

Con la potencia  $P_C$  ya en HP, se procede a usar la ecuación (8.10) que nos permite hallar la cantidad de correas  $C_C$  para una transmisión adecuada. Por lo que reemplazando se obtiene lo siguiente:

$$C_C = \frac{P_C}{P_e} \quad (8.10)$$

$$C_C = \frac{0.325 \text{ HP}}{0.265 \text{ HP}}$$

$$C_C = 1.22 \approx 1 \text{ Correa}$$

#### 6.2.4.8 Diseño de eje motriz para el movimiento de la máquina.

Con la determinación de la potencia del motor y la selección del mismo, el siguiente paso está en calcular el diámetro adecuado del eje el cual estará sujeto a la polea conducida que se determinó anteriormente, cabe mencionar como se presentó en el diseño conceptual aquel eje también soportará otra polea la cual transmitirá el movimiento hacia la banda transportadora, para más detalle en la Figura 48 se presenta un esquema sobre las cargas que actúan en el eje al igual que los soportes donde estará sujeto para su funcionamiento.

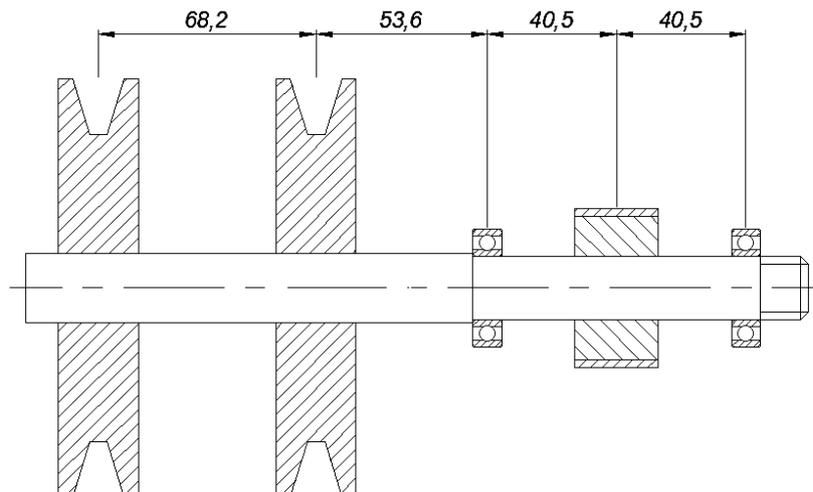


Figura 48. Configuración del eje para transmitir el movimiento hacia el sistema clasificador

Fuente: Autor

Los sistemas de poleas necesitan una tensión para su buen funcionamiento y rendimiento, no obstante aquellas tensiones provocan flexión en el eje, esto puede provocar deformaciones críticas cuando las tensiones son muy elevadas. Para el análisis se considera que el eje trabaja a velocidad constante, en donde como se determinó anteriormente este tendrá una rotación de 56.17 rpm. La potencia considerada para el cálculo corresponderá a la que nos brinda el motor la cual es  $P_m = 250 W$ , de acuerdo a la ecuación (9.1) la potencia equivale al par  $T$  en donde sus unidades vienen en  $Nm$  multiplicado por la velocidad angular  $\omega$  en  $rad/s$ .

$$P_m = T \cdot \omega \quad (9.1)$$

Como se presentó la velocidad de rotación del eje está en rpm, entonces para transformar a rad/s se aplica la ecuación (9.2) y se obtiene:

$$1 \text{ rpm} = \frac{1 \text{ revolucion}}{1 \text{ minuto}} = \frac{2\pi \text{ radianes}}{1 \text{ minuto}} = \frac{2\pi \text{ radianes}}{60 \text{ segundos}} = \frac{\pi \text{ rad}}{30 \text{ s}} \quad (9.2)$$

$$56.17 \text{ rpm} = 5.882 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Al tener ya los datos de la potencia del motor  $P_m$  y la velocidad angular  $\omega$ , reemplazamos en (9.1) donde despejando el par  $T$  se obtiene:

$$250 W = T \cdot 5.882 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{250 W}{5.882 \text{ rad/s}}$$

$$T = 42.502 \text{ Nm}$$

El par  $T$  que se ha determinado corresponde al torque de entrada  $T_e$  para el eje, este torque será distribuido para la banda transportadora y para el sistema de clasificación. La potencia del sistema clasificador determinada anteriormente permitirá encontrar el Torque necesario para mover el peso obtenido de 1083.915 N, por lo tanto para encontrar el Torque se aplicará la siguiente ecuación (9.3).

$$T = F \cdot d \quad (9.3)$$

De la ecuación (9.3), se sabe que:

$F$ : Peso total del sistema clasificador [N]

$d$ : Radio de la rueda motriz [m]

El radio de la rueda corresponde a 0.025m, pues esta dimensión se determinó en el diseño conceptual, al igual que para la consideración para la fricción. Por ende, sustituyendo  $F$  y  $d$  en (9.3) se obtiene:

$$T = 1083.915 \text{ N} \cdot 0.025 \text{ m}$$

$$T = 27.01 \text{ Nm}$$

Con los valores de  $T$  y  $T_e$  es posible dibujar un diagrama de cuerpo libre, donde relacione las tensiones de las poleas y las cargas que actúan en el eje. Por ende, en la Figura 49 se muestra un diagrama donde se ve las fuerzas y los torques que actúan en el eje de transmisión.

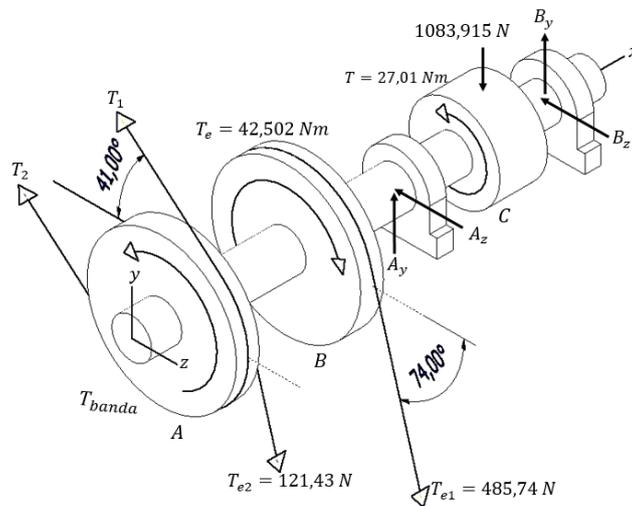


Figura 49. Diagrama de Cuerpo Libre del eje Motriz  
Fuente: Autor

Como se observa no se posee el Torque de  $T_{banda}$ , para calcular el Torque se usa la ecuación (9.4) en donde la sumatoria de todos los Torques que actúan en el eje debe ser cero.

$$T_e - T_{banda} - T = 0 \quad (9.4)$$

Reemplazando  $T_e$  y  $T$  en la ecuación (9.4), para luego despejar  $T_{banda}$  resulta:

$$42.502 \text{ Nm} - T_{banda} - 27.01 \text{ Nm} = 0$$

$$15.492 \text{ Nm} - T_{banda} = 0$$

$$T_{banda} = 15.792 \text{ Nm}$$

Calculado el par  $T_{banda}$ , se procede a determinar las tensiones  $T_1$  y  $T_2$ , para ello se considera que  $T_2 = 0.2T_1$ , se propone la relación del 20% de  $T_1$  debido a que la práctica no existe sola fuerza sino más bien existen dos componentes, la primera relacionada con el lado tenso  $T_1$  de la correa donde su magnitud es mayor a la del lado flojo  $T_2$ .

Entonces para hallar las reacciones  $T_1$  y  $T_2$ , se aplica la ecuación (9.5), para ello hay que considerar que el diámetro de la polea conductora para la banda transportadora es de 125 mm, por lo que para reemplazar en  $r_{pb}$  tenemos que poner el radio de la polea.

$$T_{banda} = -T_1 \cdot r_{pb} + T_2 \cdot r_{pb} \quad (9.5)$$

El radio de la polea es  $r_{pb} = 62.5 \text{ mm}$ , transformando a metros se obtiene un valor de  $r_{pb} = 0.0625 \text{ m}$ , entonces tomando este valor y también asumiendo que  $T_2 = 0.2T_1$  en (9.5), obtenemos que  $T_1$  es:

$$-15.792 \text{ Nm} = -T_1 \cdot (0.0625 \text{ m}) + 0.2T_1 \cdot (0.0625 \text{ m})$$

$$-15.792 \text{ Nm} = T_1(-0.0625 \text{ m} + 0.2(0.0625 \text{ m}))$$

$$-15.792 \text{ Nm} = T_1(-0.05 \text{ m})$$

$$T_1 = \frac{-15.792 \text{ Nm}}{-0.05 \text{ m}}$$

$$T_1 = 315.84 \text{ N}$$

Encontrado el valor  $T_1$  se sustituye su valor en la siguiente ecuación para hallar  $T_2$ , misma relación que se mencionó anteriormente.

$$T_2 = 0.2T_1$$

$$T_2 = 0.2(315.84 \text{ N})$$

$$T_2 = 63.168 \text{ N}$$

Con  $T_1$  y  $T_2$  calculados se procede a calcular las reacciones en los rodamientos, aquellas componentes de los rodamientos se muestran como  $A_y$ ,  $A_x$ ,  $B_y$  y  $B_x$  en la Figura 49, para ello se usará las ecuaciones de equilibrio de estática, estas se aplicaran tanto para el plano xy como para el plano xz.

De acuerdo a lo descrito, primero se empezara en el plano xy, para lo cual se ha propuesto el diagrama de cuerpo libre de la Figura 50.

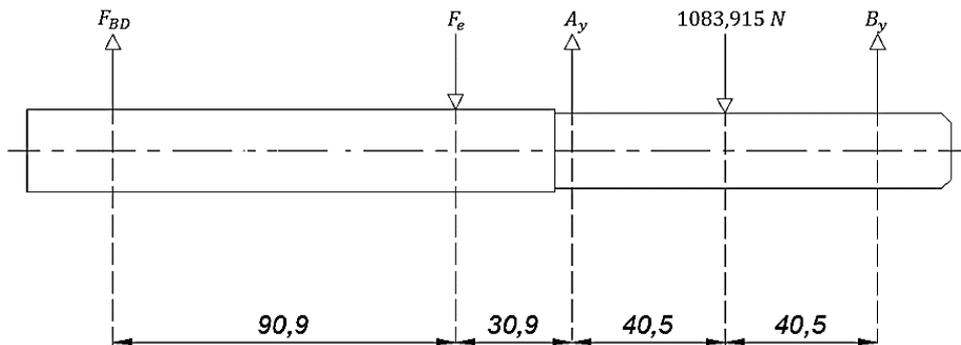


Figura 50. Diagrama de cuerpo Libre para el plano xy

Fuente: Autor

Como primer paso se realiza una sumatoria de fuerzas en y, en donde tenemos:

$$\sum F_y = 0$$

$$T_1 \cdot \sin(41) + T_2 \cdot \sin(41) - T_{e1} \cdot \sin(74) - T_{e2} \cdot \sin(74) + A_y - 1083.915 \text{ N} + B_y = 0$$

$$315.84 N \cdot \sin(41) + 63.168 N \cdot \sin(41) - 485.74 N \cdot \sin(74) - 121.43 N \cdot \sin(74) + A_y - 1083.915 N + B_y = 0$$

$$207.21 N + 41.442 N - 466.923 N - 116.726 N + A_y - 1083.915 N + B_y = 0$$

$$A_y + B_y = 1418.912 N$$

Ahora se procede a realizar sumatoria de momentos en  $A_y$ , en donde la reacción  $F_{BD} = T_1 \cdot \sin(41) + T_2 \cdot \sin(41)$ , mientras que  $F_e = -T_{e1} \cdot \sin(74) - T_{e2} \cdot \sin(74)$ , resolviendo queda:

$$\sum M_{A_y} = 0$$

$$-F_{BD}(0.1218 m) + F_e(0.0309 m) - 1083.915 N(0.0405 m) + B_y(0.081 m) = 0$$

$$-248.652 N(0.1218 m) + 583.649 N(0.0309 m) - 1083.915 N(0.0405 m) + B_y(0.081 m) = 0$$

$$-30.286 Nm + 18.035 Nm - 43.9 Nm + B_y(0.081 m) = 0$$

$$B_y(0.081 m) = 56.151 Nm$$

$$B_y = \frac{56.151 Nm}{0.081 m} = 693.22 N$$

Este valor lo reemplazamos en el resultado de  $\sum F_y$  y despejamos  $A_y$ .

$$A_y + B_y = 1418.912 N$$

$$A_y + 693.22 N = 1418.912 N$$

$$A_y = 725.692 N$$

Determinadas las reacciones que actúan en el plano xy, ahora se hace lo mismo para el plano xz. En la Figura 51 se muestra el diagrama de cuerpo libre del plano xz.

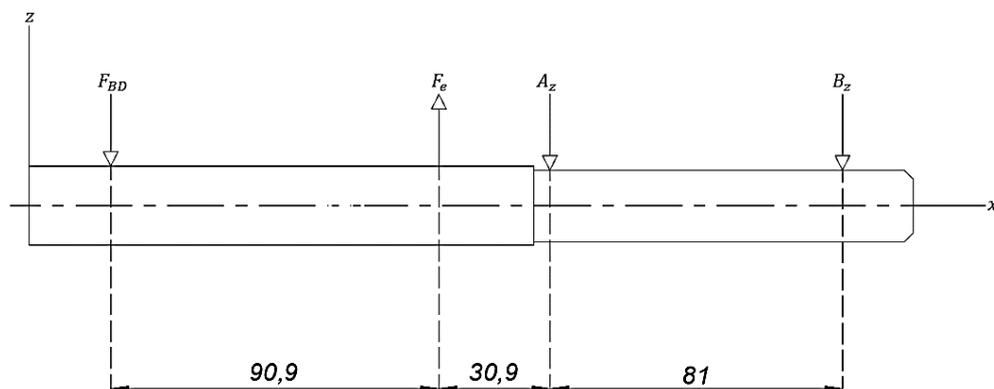


Figura 51. Diagrama de Cuerpo libre en el plano xz

Fuente: Autor

Como primer paso se realiza una sumatoria de fuerzas en z, en donde tenemos:

$$\sum F_z = 0$$

$$-T_1 \cdot \cos(41) - T_2 \cdot \cos(41) + T_{e1} \cdot \cos(74) + T_{e2} \cdot \cos(74) - A_z - B_z = 0$$

$$-315.84 N \cdot \cos(41) - 63.168 N \cdot \cos(41) + 485.74 N \cdot \cos(74) + 121.43 N \cdot \cos(74) - A_z - B_z = 0$$

$$-238.367 N - 47.673 N + 133.89 N + 33.47 N - A_z - B_z = 0$$

$$A_z + B_z = -118.68 N$$

Ahora se procede a realizar sumatoria de momentos en  $A_z$ , en donde la reacción  $F_{BD} = T_1 \cdot \cos(41) + T_2 \cdot \cos(41)$ , mientras que  $F_e = -T_{e1} \cdot \cos(74) - T_{e2} \cdot \cos(74)$ , resolviendo queda:

$$\sum M_{A_z} = 0$$

$$F_{BD}(0.1218 m) - F_e(0.0309 m) + B_z(0.081 m) = 0$$

$$286.04 N(0.1218 m) - 167.36 N(0.0309 m) + B_z(0.081 m) = 0$$

$$34.84 Nm - 5.171 Nm + B_z(0.081 m) = 0$$

$$B_z(0.081 m) = -29.669 Nm$$

$$B_z = \frac{-29.669 Nm}{0.081 m} = -366.284 N$$

Esto indica que la reacción  $B_z$  su sentido es contrario, el valor  $B_z$  lo reemplazamos en el resultado de  $\sum F_z$  y despejamos  $A_z$ .

$$A_z + B_z = -118.68 N$$

$$A_z - 366.284 N = -118.68 N$$

$$A_z = -118.68 N + 366.284 N$$

$$A_z = 247.604 N$$

Como se indicó sobre la reacción  $B_z$  su cambio de sentido, en la Figura 52 se presenta el diagrama de cuerpo libre corregido.

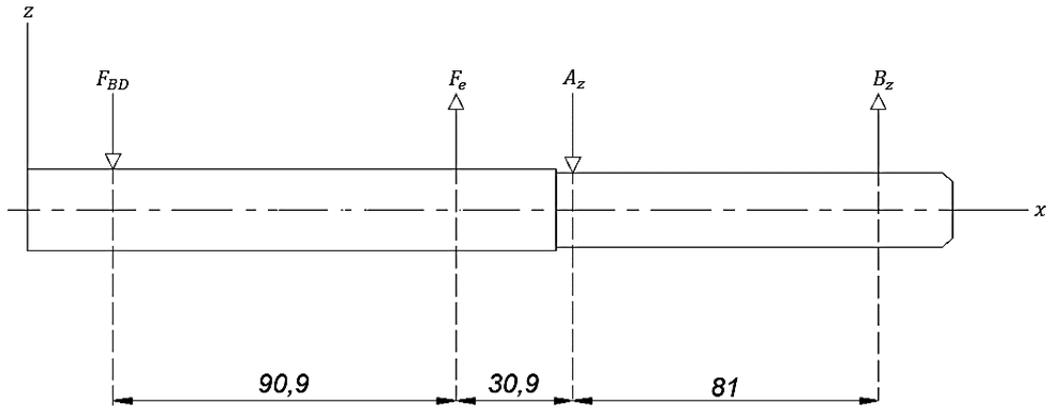


Figura 52. Diagrama de cuerpo libre corregido  
Fuente: Autor

Teniendo todas las reacciones que actúan en los planos  $xy$  y  $xz$ , el siguiente paso es realizar los diagramas de cortante y momento flectores. Por lo que en la Figura 53 se muestra aquellos diagramas con respecto al eje  $xy$ , y en la Figura 54 se muestra los diagramas con respecto a los planos  $xz$ .

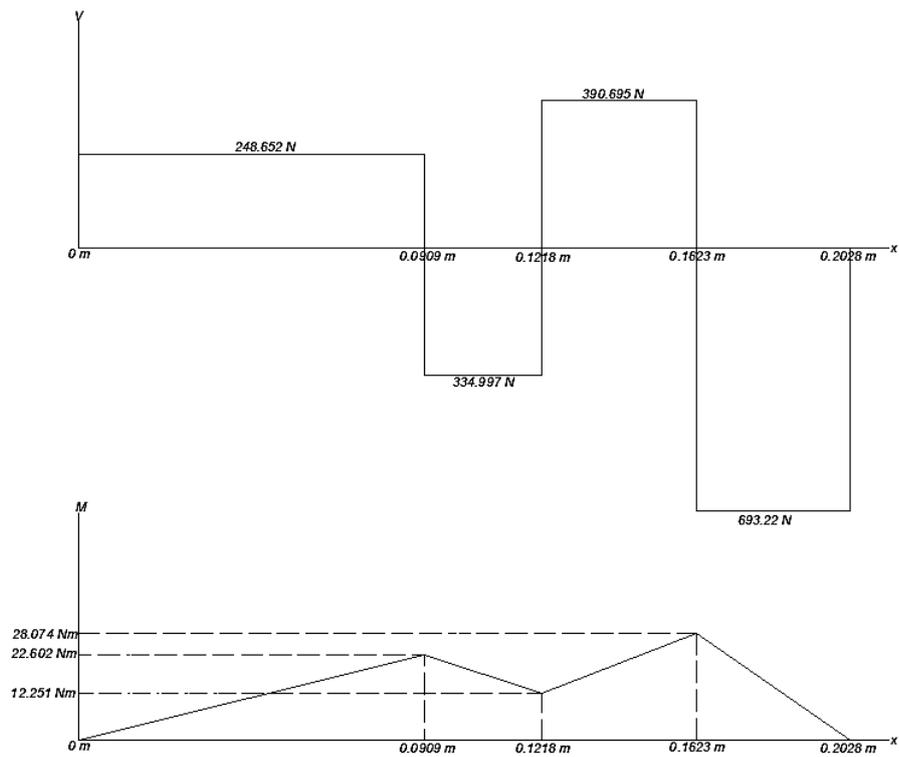


Figura 53. Diagrama de Cortante V y momento flector M en el plano  $xy$   
Fuente: Autor

Los momentos flectores en el plano  $xy$ , se puede observar que el de mayor magnitud corresponde al generado por el peso del sistema clasificador, dando como resultado  $M_{xy} = 28.074 Nm$ .

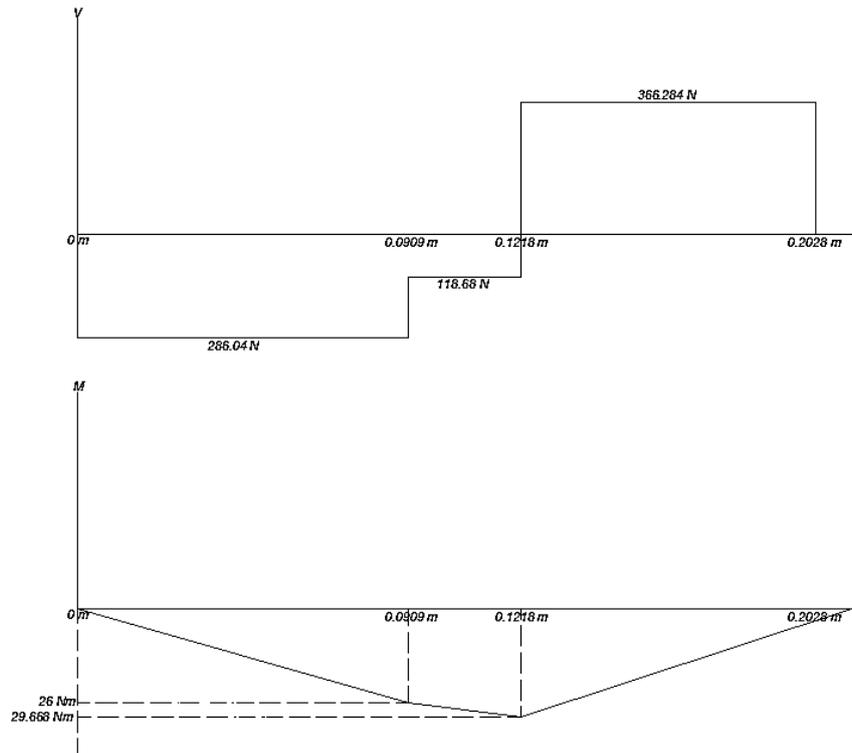


Figura 54. Diagrama de Cortante y Momento Flector en el plano xz  
**Fuente:** Autor

Observando en la Figura 54, los diagramas con respecto al plano xz, se observa que el momento flector de mayor magnitud corresponde a  $M_{xz} = -29.668 \text{ Nm}$ . Sin embargo, para calcular la resultante de los momentos causados en el plano xy y en el plano xz, se aplica la ecuación (9.6).

$$M_{max} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (9.6)$$

En la Tabla 10 se muestra los resultados de  $M_{max}$  en cada uno de los puntos donde se aplican las fuerzas, por lo que se puede deducir que  $M_{max}$  corresponde a la fuerza  $F_e$  que proporciona el Par de entrada  $T_e$ .

Tabla 10. Momentos resultantes de los planos xy y xz.

Punto	$M_{xy}$	$M_{xz}$	$M_{max}$
$F_e$	22.602 Nm	26 Nm	34.45 Nm
$A_z$	12.251 Nm	29.668 Nm	32.098 Nm
1083.915 N	28.074 Nm	0	28.074 Nm

**Fuente:** Autor

Todos los parámetros calculados hasta este punto servirán para aplicar la teoría de falla por energía de distorsión, por lo que se usará los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, mismo criterio que no considera las cargas axiales que actúan en el eje, la fórmula para encontrar el esfuerzo máximo de von mises se presenta en (9.7), aquella ecuación se obtuvo de (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2} \quad (9.7)$$

Los términos de la ecuación (9.7), corresponden a:

$\sigma'_m$ : Esfuerzo máximo permisible [MPa]

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos para flexión en ejes.

$M_m$ : Momento de flexión máximo resultante  $M_{max}$  [Nm].

$d$ : Diámetro del eje [mm].

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos para torsión en ejes.

$T_m$ : Máximo Torque aplicado  $T_e$  [Nm].

Los datos que se conocen son  $M_m$  y  $T_m$ , para determinar  $\sigma'_m$  se considera el material del eje que para nuestro proyecto se ha elegido el acero SAE 1045, el cual nos proporciona un límite a la fluencia  $S_y = 413$  MPa laminado en caliente, en el Anexo F.1: Características mecánicas del acero SAE 1045. se presenta los datos del Acero SAE 1045.

Conocido el esfuerzo a la fluencia  $S_y$  del material a utilizar, de acuerdo a la ecuación (9.8) propuesta por (Budynas & Nisbett, 2008), donde relaciona el esfuerzo a la fluencia  $S_y$  y el esfuerzo máximo permisible  $\sigma'_m$ , se procede a obtener  $\sigma'_m$  usando un factor de seguridad  $n_y = 3$ .

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_m} \quad (9.8)$$

$$3 = \frac{413 \text{ MPa}}{\sigma'_m}$$

$$\sigma'_m = \frac{413 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma'_m = 137.67 \text{ MPa}$$

Obtenido  $\sigma'_m$ , se procede a reemplazar en (9.7), considerando que los factores de concentración de esfuerzos  $K_f$  y  $K_{fs}$  corresponden a la unidad, esto con el fin de determinar el diámetro mínimo del eje.

$$137.67 \times 10^6 \text{ Pa} = \sqrt{\left(\frac{32(1)(34.45 \text{ Nm})}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16(1)(42.502 \text{ Nm})}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$137.67 \times 10^6 \text{ Pa} = \sqrt{\left(\frac{350.905 \text{ Nm}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{216.461 \text{ Nm}}{d^3}\right)^2}$$

$$137.67 \times 10^6 Pa = \sqrt{\frac{1}{d^6} (350.905 Nm)^2 + 3 \frac{1}{d^6} (216.461 Nm)^2}$$

$$137.67 \times 10^6 Pa = \sqrt{\frac{1}{d^6} [(350.905 Nm)^2 + 3(216.461 Nm)^2]}$$

$$137.67 \times 10^6 Pa = \left(\frac{1}{d^6}\right)^{1/2} \cdot \sqrt{[(350.905 Nm)^2 + 3(216.461 Nm)^2]}$$

$$137.67 \times 10^6 Pa = \frac{1}{d^3} \cdot \sqrt{[(350.905 Nm)^2 + 3(216.461 Nm)^2]}$$

$$d^3 = \frac{\sqrt{[(350.905 Nm)^2 + 3(216.461 Nm)^2]}}{137.67 \times 10^6 Pa}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{[(350.905 Nm)^2 + 3(216.461 Nm)^2]}}{137.67 \times 10^6 Pa}}$$

$$d = 0.0155 m \approx 16mm$$

El diámetro obtenido se incrementa  $1mm$ , debido a que en el catálogo de rodamiento SKF no existe un rodamiento con diámetro interior de  $16mm$ , sino más bien hay de  $17mm$ , ahora con el diámetro considerado. Se procede a calcular el esfuerzo máximo de Von Mises, los datos que se aplicaran en la ecuación (9.7), corresponden a los mismos que se sustituyeron para hallar el diámetro, no obstante ahora si se tomará en cuenta los factores  $K_f$  y  $K_{fs}$ .

Los datos que se consideran para obtener aquellos factores de concentración corresponden a que el diámetro menor  $d$  donde se montarán los cojinetes es  $d = 17mm$ , mientras que el diámetro mayor  $D$  en la cual están montadas las poleas es de  $D = 19 mm$ , estos valores se eligió por las características de rodamiento tomadas del catálogo de SKF. Por ende, de acuerdo a los diagramas del Anexo F.2: Graficas de factores teóricos de concentración de esfuerzos  $K_t$  -, se obtiene los siguientes valores de concentración de esfuerzos propuesto por (Budynas & Nisbett, 2008).

$$K_{fs} = 1.57$$

$$K_f = 2.34$$

Con todos los valores ya encontrados procedemos a reemplazar en (9.7), y se obtiene  $\sigma'_m$ :

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{32(2.34)(34.45 \text{ Nm})}{\pi(0.017 \text{ m})^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16(1.57)(42.502 \text{ Nm})}{\pi(0.017 \text{ m})^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = 205.64 \text{ MPa}$$

El valor que se obtuvo con el desarrollo de este cálculo, permitirá hallar el factor de seguridad  $n_y$  que aplica en el diseño del eje, pues como ya se mencionó anteriormente el esfuerzo  $S_y = 413 \text{ MPa}$  y ahora con el dato de  $\sigma'_m = 205.64 \text{ MPa}$ , reemplazando en (9.8) se obtiene un factor de seguridad de:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_m}$$

$$n_y = \frac{413 \text{ MPa}}{205.64 \text{ MPa}}$$

$$n_y = 2$$

Con esto se determina que el eje con las dimensiones dadas si es apto para la transmisión tanto para la banda transportadora como para el sistema de clasificación. No obstante, para comprobar los cálculos con la simulación, se realiza mediante elementos finitos el análisis de Torques que se generan en el eje al igual que las fuerzas que actúan en él, por lo que en la Figura 55 se muestra que la deformación máxima corresponde a 0.116 mm.

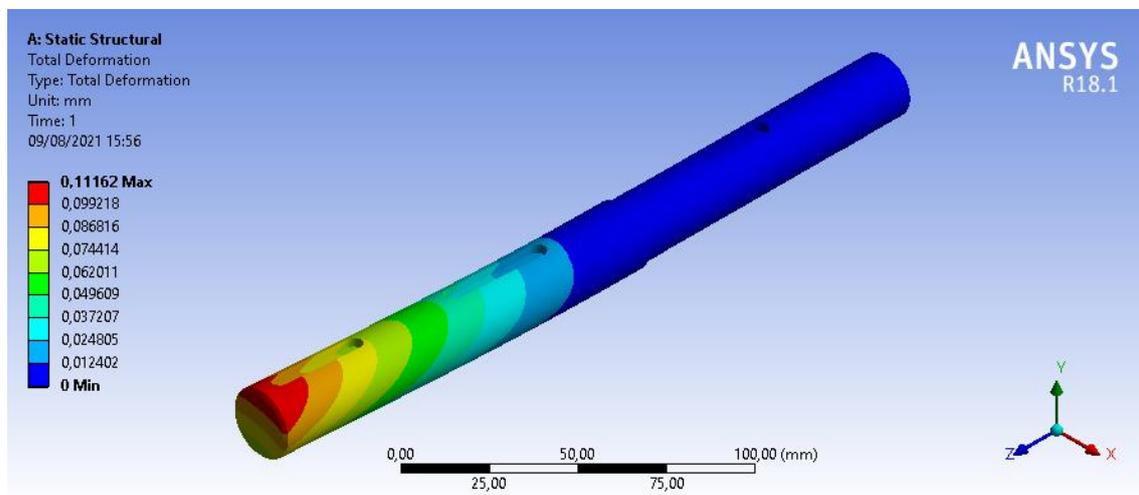


Figura 55. Simulación en ANSYS del eje de transmisión  
**Fuente:** Autor

Por otro lado, el esfuerzo máximo generado en la simulación como se muestra en la Figura 56, demuestra que este ocurre en el hombro del eje teniendo una magnitud de 62.669 MPa, lo cual indica que el factor de seguridad se ve incrementado en comparación al esfuerzo determinado en el cálculo.

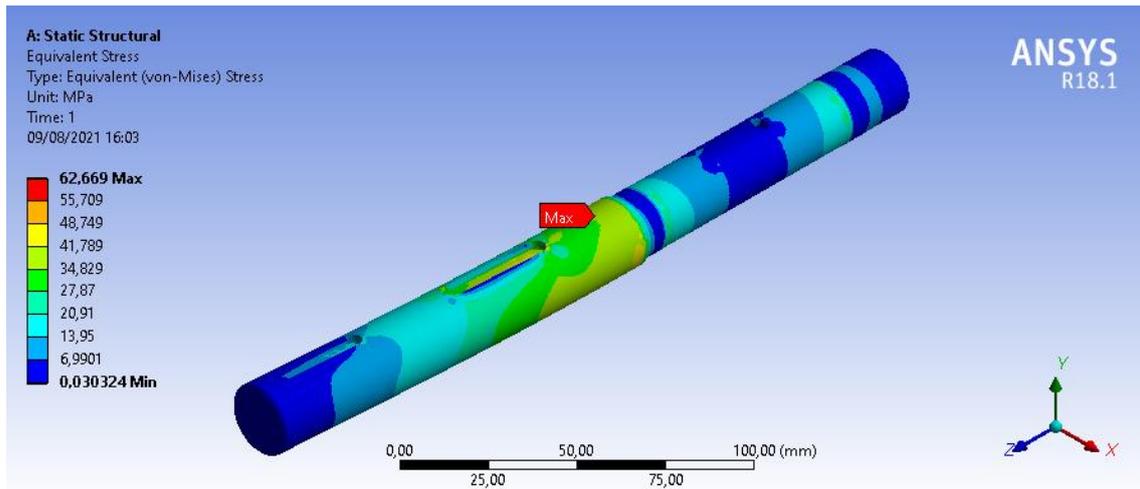
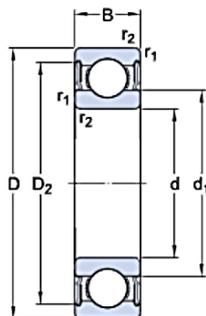


Figura 56. Esfuerzos máximos generados en el Eje Motriz.  
Fuente: Autor

### 6.2.4.9 Selección de Rodamientos para el eje motriz.

Como anteriormente ya se enfatizó sobre la metodología para la selección del rodamiento del eje de la cazoleta, en este apartado se determinará la selección aplicando las formulas ya antes mencionadas.

#### DIMENSIONES



d	20 mm	Diámetro del agujero
D	37 mm	Diámetro exterior
B	9 mm	Ancho
D2	≈ 32.7 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior

Figura 57. Características del rodamiento 61904-2RS1  
Fuente: (SKF, 2019)

Los parámetros para seleccionar el rodamiento se presenta a continuación:

$$T = 20^{\circ}C$$

$$\varnothing = 20 \text{ mm}$$

$$n = 56.17 \text{ rpm}$$

Factor de contaminación: Gran limpieza.

$$\text{Carga } P = 784.04 \text{ N}$$

Entonces, primero se determina el factor  $d_m$ , para ello se necesita elegir el rodamiento del catálogo de SKF, aquel rodamiento que se seleccionó se denomina 61904-2RS1, revisando la Figura 57 y aplicando la ecuación (3.5) se obtiene:

$$d_m = 0.5(d + D)$$

$d$ : Diámetro interior del rodamiento.

$D$ : Diámetro exterior del rodamiento.

$$d_m = 0.5(20 + 37)$$

$$d_m = 28.5$$

En el siguiente paso es determinar la viscosidad nominal  $v_1$  del catálogo de SKF, en donde al relacionar con las velocidad del parámetro propuesto al principio obtenemos un valor de  $v_1 = 270 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Luego con este mismo dato, hallamos el índice de viscosidad en el catálogo de SKF y obtenemos que su índice de viscosidad del lubricante es la  $v = \text{ISO VG 100}$ .

La vida nominal básica  $L_{10h}$  se obtiene empleando la ecuación (3.6) descrita anteriormente.

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^m$$

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60(56.17)} \right) \left( \frac{6.37 \text{ kN}}{0.784} \right)^3$$

$$L_{10h} = 159\ 152.86 \text{ h}$$

Para las condiciones de lubricación del rodamiento se aplica la siguiente ecuación (3.7):

$$k = \frac{v}{v_1} \tag{3.7}$$

$v$ : Viscosidad real

$v_1$ : Viscosidad nominal.

Reemplazando tenemos:

$$k = \frac{100 \text{ mm}^2/\text{s}}{270 \text{ mm}^2/\text{s}} = 0.37$$

El factor de contaminación viene dado por la tabla del catálogo de SKF, en donde el parámetro  $d_m$  es menor a 100, por lo que referenciándonos en el catálogo obtenemos un factor de contaminación  $\eta_c = 0.7$ .

El siguiente punto es determinar el factor SKF  $a_{SKF}$ , esta información nos proporciona directamente dentro del catálogo de SKF, sin embargo, para ubicarnos correctamente en el diagrama para determinar  $a_{SKF}$ , se necesita encontrar el parámetro de la ecuación (3.8)

$$\eta_c \frac{P_u}{P} \quad (3.8)$$

$P_u$ : Carga límite de fatiga (Hoja de datos del rodamiento).

$P$ : Carga a la cual va a trabajar el rodamiento.

$\eta_c$ : Factor de contaminación.

Por lo tanto, al sustituir sus valores en la ecuación (3.8), se obtiene:

$$0.7 \frac{0.156}{0.784}$$

$$0.14$$

Con ese dato se compara en el diagrama de  $a_{SKF}$ , teniendo en cuenta las condiciones de lubricación de rodamiento  $k = 0.37$ , obtenemos que  $a_{SKF} = 0.5$ . El factor  $a_{SKF}$  ayudará para el cálculo de la vida nominal SKF  $L_{10mh}$ , misma que viene dado por la ecuación (3.9).

$$L_{10mh} = a_{SKF} \cdot L_{10h} \quad (3.9)$$

Entonces, tras haber determinado tanto  $a_{SKF}$  y  $L_{10h}$ , al reemplazar en (3.9) se obtiene:

$$L_{10mh} = 0.5 \cdot 159\,152.86 \text{ h}$$

$$L_{10mh} = 79\,576.43 \text{ h}$$

Para calcular la carga mínima se considera la ecuación (3.10):

$$F_{rm} = k_r \left( 6 + \frac{4n}{nr} \right) \left( \frac{d_m}{100} \right)^2 \quad (3.10)$$

$k_r$ : Factor de cálculo proporcionada por la Hoja de datos del rodamiento Tabla B.2: Datos técnicos de rodamiento 61904-2RS1 SKF..

$n$ : Velocidad a que trabaja el rodamiento.

$nr$ : Velocidad referencial obtenida de la Hoja de datos del rodamiento Tabla B.2: Datos técnicos de rodamiento 61904-2RS1 SKF..

Reemplazando, los valores en la ecuación (3.10), se consigue lo siguiente:

$$F_{rm} = 0.02 \left( 6 + \frac{4(56.17)}{12000} \right) \left( \frac{28.5}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0.00978 \text{ kN}$$

Aquel resultado significa que el rodamiento 61904-2RS1 si soporta la carga, por lo que esto indica que no sufrirá fallos por derrape, ya que  $F_{rm} < P$ .

#### 6.2.4.10 Análisis de soporte para eje motriz

En la Figura 58 se muestra aquel soporte para el eje motriz, esta pieza debe soportar las reacciones de los rodamientos que se determinó para el diseño del eje, aquellas magnitudes de fuerzas corresponden a las reacciones  $A_y, B_y, A_z$  y  $B_z$  determinadas anteriormente, no obstante a continuación se presenta los valores referentes a dichas reacciones.

$$A_y = 725.692 \text{ N}; A_z = 247.604 \text{ N}$$

$$B_y = 693.22 \text{ N}; B_z = -366.284 \text{ N}$$

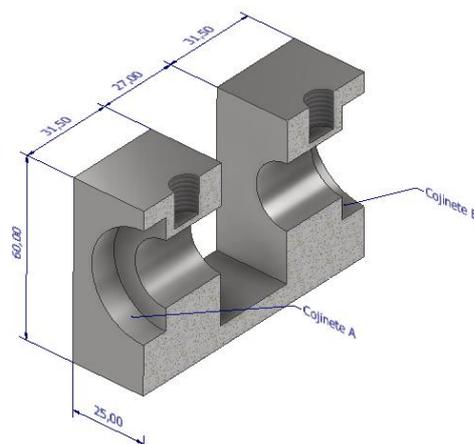


Figura 58. Placa de soporte para eje motriz  
Fuente: Autor

En el elemento de la Figura 58, los elementos que provocan esfuerzos en la geometría corresponden a los cojinetes A y B que se acoplaran para posicionar al eje que transmitirá el movimiento al sistema clasificador. Por ello, para analizar los esfuerzos y deformaciones generados por los rodamientos, se propone simular aplicando elementos finitos para determinar su validez.

Los resultados obtenidos en la simulación se observa en la Figura 59, los esfuerzos máximos se generan en la parte inferior del elemento, es decir, en la parte donde este será soldado obteniendo un esfuerzo máximo  $\sigma_{max} = 144.4 \text{ MPa}$ , cabe mencionar que el material del elemento es de acero aleado significando que el esfuerzo obtenido en la simulación es menor al esfuerzo permisible.

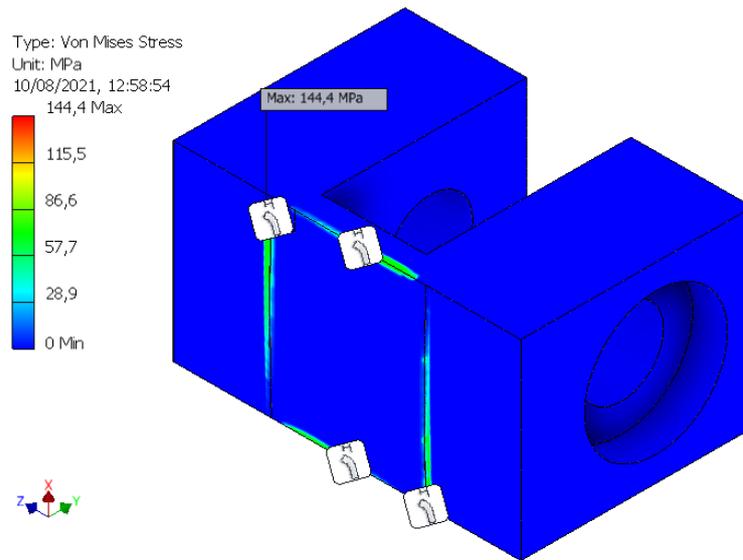


Figura 59. Esfuerzos generados en el soporte del eje motriz  
**Fuente:** Autor

Las deformaciones que se generan cuando se aplican las cargas al rodamiento se presentan en la Figura 60, los resultados manifiestan que las deformaciones críticas ocurrirán en la parte superior de la geometría, obteniendo como resultado una deformación de  $\delta = 0.01622 \text{ mm}$ .

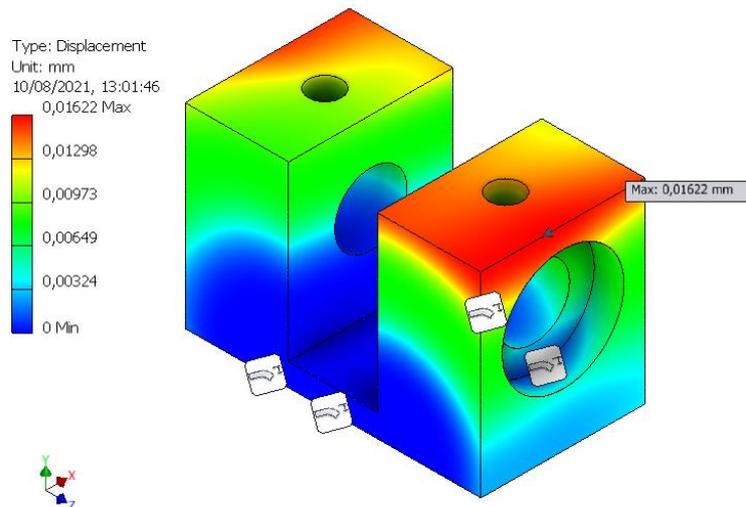


Figura 60. Deformaciones ocasionadas en el soporte del eje motriz  
**Fuente:** Autor

#### 6.2.4.11 Diseño de soporte para galga extensiométrica.

La estructura para soportar la galga extensiométrica se muestra en la Figura 61, este consta de un tubo cuadrado de 20x20x2mm en configuración de L, en la parte superior se insertara una placa soldada dotada de agujeros para la sujeción de la galga extensiométrica. Como se observa esta está sujeta mediante tornillos a la estructura.

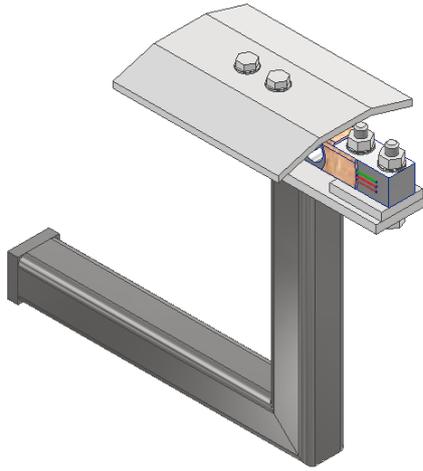


Figura 61. Estructura para galgaextensiométrica  
**Fuente:** Autor

De igual forma, se puede observar la placa que se ubica en el extremo de la galga extensiométrica. Su configuración en forma de rampa facilitará que la rueda de la cazoleta de carga suba de forma suave hacia la galga extensiométrica, provocando que cuando la rueda de goma de la cazoleta se posicione en el punto máximo, esta envíe la señal al controlador.

Estas estructuras descritas están distribuidas circularmente separados a una distancia de 33 grados tal como se muestra en la Figura 62, se pretende usar 5 de ellas debido a que corresponderá una para cada clase de tomate explicada anteriormente.

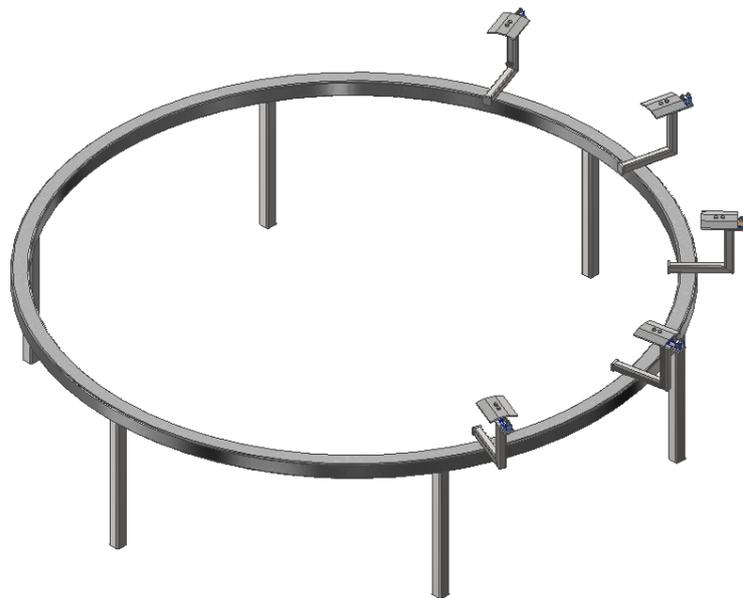


Figura 62. Ubicación de las estructuras de las galgas extensiométricas en la máquina  
**Fuente:** Autor

### 6.2.4.12 Diseño de soporte para servomotores.

Estos actuadores eléctricos también se ubicarán de forma circular, la estructura que los mantendrá rígidos corresponde a la que se muestra en la Figura 63, los materiales a emplear corresponden a platinas de acero galvanizado de 3mm, mismas que deberán poseer un ángulo para que se mantenga como se muestra en la Figura 63.

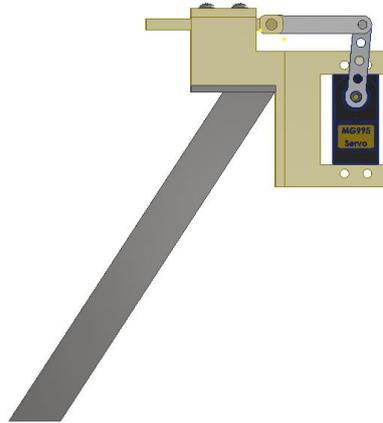


Figura 63. Estructura de soporte para Servomotor  
**Fuente:** Autor

No obstante, para sujetar el servo con la estructura se usará como material grilón o nylon, debido a que este posee baja densidad, y de esta manera, evitamos que la platina se flexione o sufra deformaciones debido al peso que se aplicará en su extremo, lo cual no es muy significativo en comparación con la elasticidad mecánica de la platina.

En la Figura 64 se expresa como esta estructura se posiciona dentro de la máquina, pues como se observa, los actuadores se instalarán uno pequeños grados más de donde están ubicada las galgas extensiométricas.

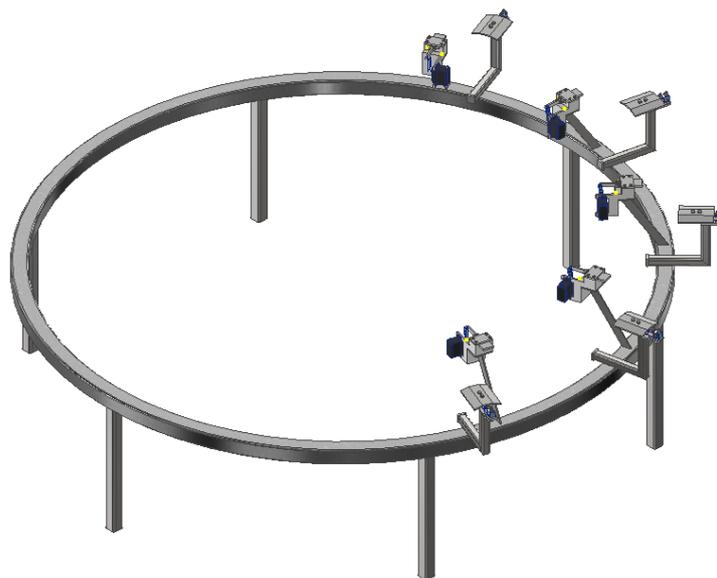


Figura 64. Ubicación de los actuadores dentro de la máquina  
**Fuente:** Autor

### 6.2.4.13 Estructura del sistema de clasificación.

En este apartado se analizará la estructura que soportará los elementos del sistema de clasificación, como se observa en la Figura 65, para ello se pueden observar las tolvas de recepción del fruto clasificado, la trayectoria para que las cazoletas regresen a su posición inicial, los soportes para la ruedas que facilitaran el giro del aro motriz, las estructuras de las galgas y los actuadores, por último los perfiles en U para sujetar las tapas de protección de la máquina.

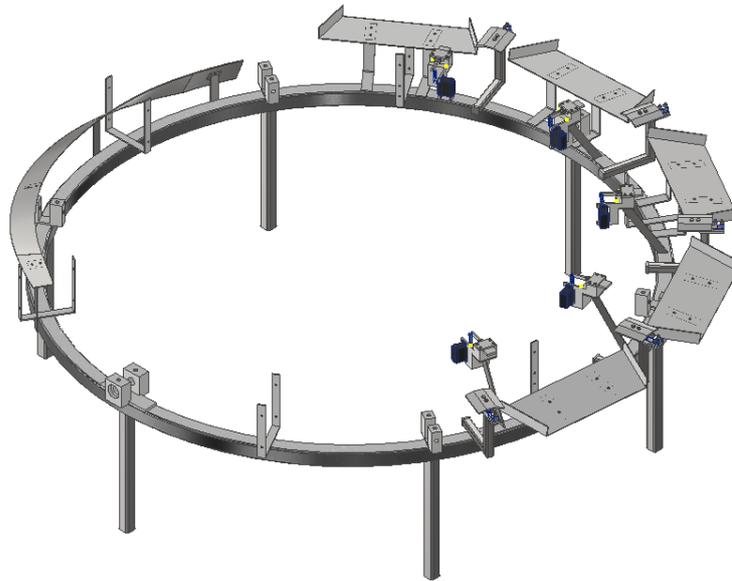


Figura 65. Estructura del sistema de clasificación  
**Fuente:** Autor

Para el análisis estructural se tomará en cuenta el peso de cada de esos elementos y se los posicionara en sus respectivas ubicaciones para el análisis mediante software, por lo que, en la Figura 66 se presenta las cargas en la estructura ocasionadas por el peso de cada uno de estos componentes.

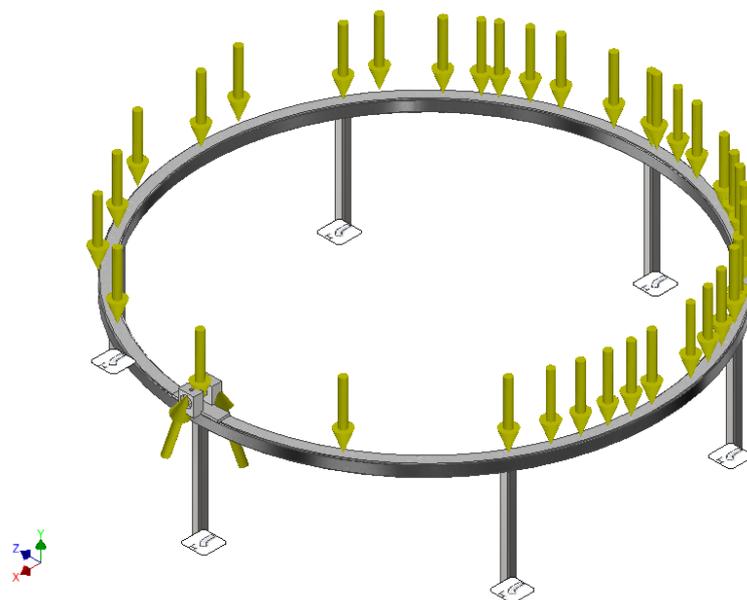


Figura 66. Cargas aplicadas a la estructura de soporte de todo el sistema de clasificación  
**Fuente:** Autor

Los resultados obtenidos con respecto a los esfuerzos máximos se presenta en la Figura 67, en donde se puede apreciar que el esfuerzo máximo tiene una magnitud de  $\sigma_{max} = 28.81 \text{ MPa}$ , lo cual indica que el perfil cuadrado de acero galvanizado para la estructura de la maquina si soporta aquellas cargas, cabe mencionar que el esfuerzo producido  $\sigma_{max}$  corresponde a donde estará sujeto el eje motriz.

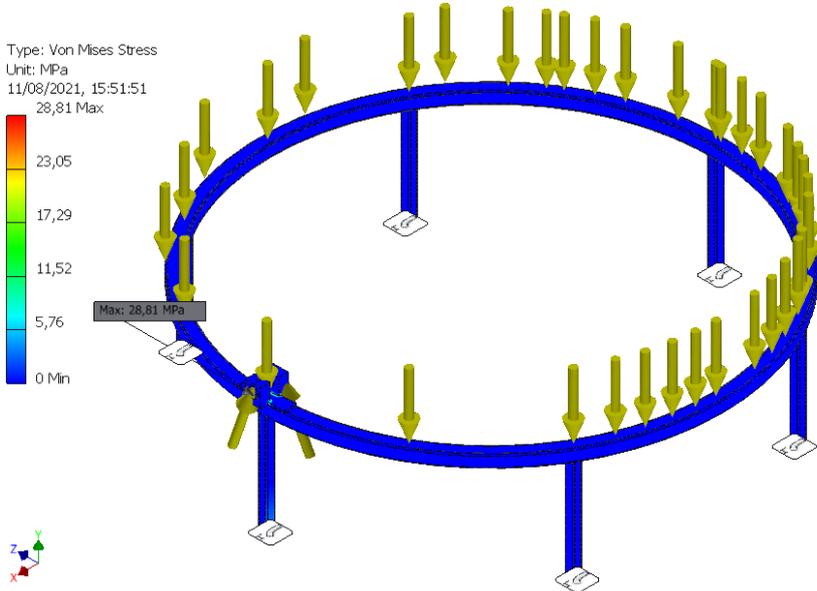


Figura 67. Esfuerzos de la estructura del sistema de clasificación  
**Fuente:** Autor

Por otro lado, la deformación que se genera en la estructura se presenta en la Figura 68. El valor de deformación es  $\delta = 0.04701 \text{ mm}$  en el soporte para el eje motriz. Esto concuerda con el esfuerzo máximo ocasionado en ese punto.

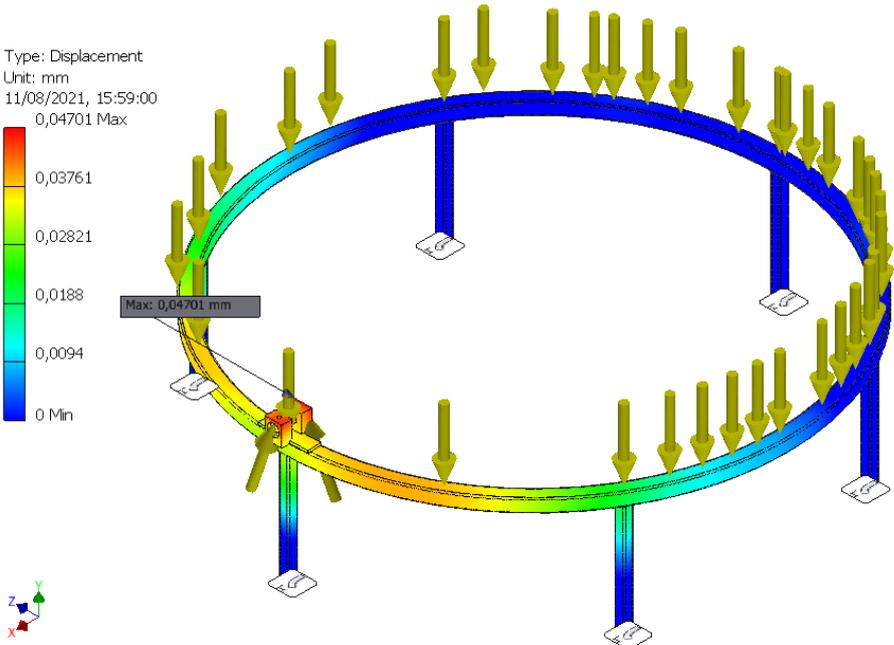


Figura 68. Deformación de la estructura del sistema clasificador  
**Fuente:** Autor

Por último, el factor de seguridad de la estructura según el análisis de la simulación corresponde a un factor de  $n_s = 8.68$ , donde nuevamente como se ve en la figura está en el elemento que soportara el eje motriz de la máquina.

Todos los diseños realizados con el cálculo presentado se muestran en las láminas técnicas del Anexo H, en aquella sección se podrán observar las dimensiones y como estas están acopladas en el ensamble de la maquina clasificadora y contadora de tomates de árbol.

## **6.2.5 Desarrollo del control de la máquina.**

Desarrollada la parte mecánica del sistema de la máquina, el siguiente paso es elaborar la estrategia de control de la máquina, para ello en este apartado se explicará cómo se controlará la máquina para que cumpla con el objetivo del proyecto, dado que aquí se mencionará en más detalle cómo se usaran cada uno de los sensores y actuadores que se describió en lo referente al subsistema de clasificación.

### **6.2.5.1 Elementos que Integran el control de la maquina**

Para el desarrollo del control se dispone de los siguientes elementos que se mencionan a continuación:

- **Galga extensiométrica**

Son dispositivos que actúan como sensores, estas miden la fuerza aplicada variando su resistencia, en otras palabras, estos sensores son capaces de medir la fuerza, presión, tensión y peso cambiando su resistencia eléctrica, aquella variación eléctrica de carga suele ser en milivoltios mV, por lo que estos necesitan de un acondicionador de señal para entrar ya sea en convertidor ADC o generar una acción cualquiera.

- **Sensor Capacitivo**

Se caracteriza por generar un campo electrostático, en su interior está compuesto por dos electrodos en forma de discos concéntricos, es muy aplicado cuando se desea obtener la detección de proximidad de un objeto. El funcionamiento de estos dispositivos está en variar su nivel de capacitancia, ya que de este cambio se produce un cambio de estado en el sensor, esto conlleva a que active un circuito oscilador. La activación dispara el circuito activador que produce a la salida un cambio de estado bajo a estado alto.

- **Servomotor**

Un motor de esta configuración especial facilita el control de la posición del eje en un momento dado, pues su estructura está diseñada para moverse determinada cantidad de grados y luego ubicarse fijo en una posición. Este funcionamiento se debe al circuito electrónico que posee en su interior, el cual se encarga de proveer el movimiento y la posición del motor.

- **Variador de Frecuencia.**

Este módulo facilita regular la velocidad rotacional de un motor eléctrico, pues básicamente regula la frecuencia de la electricidad que recibe el motor. El uso de estos aparatos evita la pérdida de energía, ya que este solo suministra la electricidad demandada.

- **Microcontrolador**

Este tiene el trabajo de administrar todos los sensores y actuadores mencionados anteriormente. Aquellos encapsulados conocidos también como chips se programan en el lenguaje propuesto por el fabricante, en la actualidad aquellos dispositivos suelen programarse en un lenguaje de alto nivel como C. Este equipo es capaz de controlar sus entradas y salidas, generar interrupciones, convertirse en un temporizador síncrono o asíncrono, programarse como contador entre otras funcionalidades que sofistican dicho controlador.

### 6.2.5.2 Establecimiento de la estrategia de control

En la Figura 69 se presenta un diagrama del proceso que servirá para clasificar y contar el tomate de árbol, pues se usaran las galgas extensiométricas en las zonas de pesaje, por lo que cada vez que pase la cazoleta por cierto punto, estas empezaran a variar sus cargas resistivas provocando que su voltaje aumente o disminuya dependiendo de los esfuerzos que se originan en el sensor piezoresistivo, aquel valor de variación se comparará con el valor de referencia que se le va asignar al controlador dentro de Control de Programa.

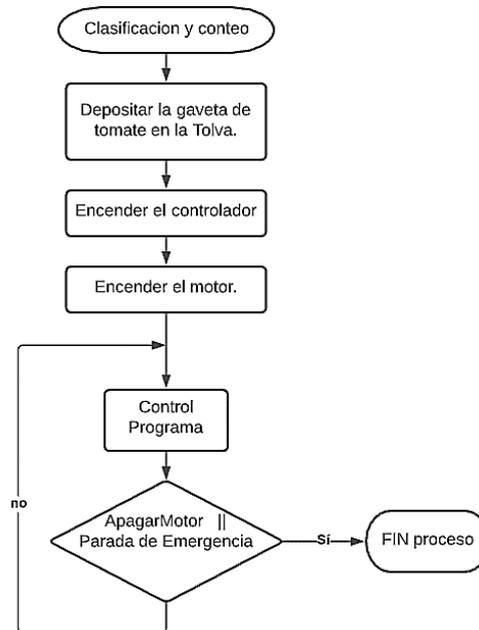


Figura 69. Diagrama de proceso de control

Fuente: Autor

Para garantizar la lectura correcta en el instante dado, se hará uso de los sensores capacitivos, estos detectarán cada vez que la cazoleta interfiera en su campo de trabajo, es decir, cuando este sea excitado el

controlador ejecutará las instrucciones programadas para ese evento, el cual se le asignara un conversor ADC para la lectura de la galga extensiométrica.

Por otro lado, para proceder con el conteo, se deduce que dentro del evento se implementará un contador que vaya llevando un registro cada vez que el evento ocurra, de esta manera es como se llevara el conteo y clasificación de cada clase de tomate, por ello en la Figura 70 se muestra lo que realiza la parte de control programa propuesto en el diagrama de proceso de control de la Figura 69.

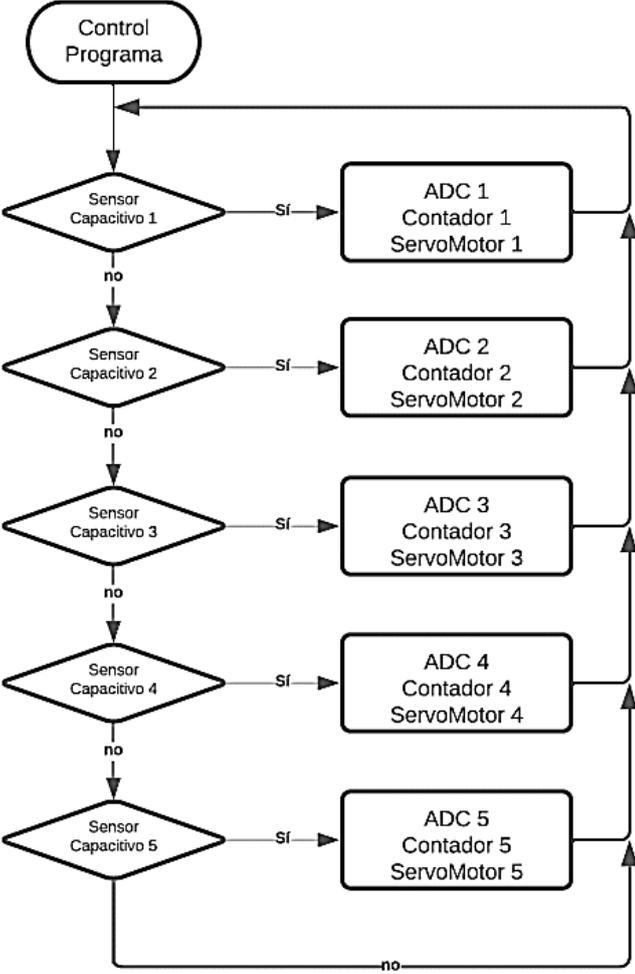


Figura 70. Proceso Secuencial de Control Programa  
Fuente: Autor

Como se observa en el diagrama de la Figura 70, al momento que se cumple la condición dentro del controlador, este activa su actuador respectivo dentro de ese bloque de programa, en este caso se eligió servo motores como actuadores para la maquina debido a que se puede controlar su posición mediante la duración de los pulsos que se envíe a su tarjeta de control.

**6.2.5.3 Programación del microcontrolador**

Conocido la estrategia de control de la máquina para realizar la clasificación y conteo de tomates de árbol, en este apartado se programará lo descrito anteriormente. El microcontrolador que se usará para

implementar el control corresponde al PIC 16F1517 de la empresa microchip. Este dispositivo tiene 4 puertos de 8 bits y 1 Puerto de 4 bits.

En la Figura 71 se muestra el uso de cada uno de los puertos del PIC 16F1517 los cuales servirán para obtener lectura de los sensores y comandar los servomotores, al igual que sus indicadores donde se visualizará la cantidad de tomates de cada clase.

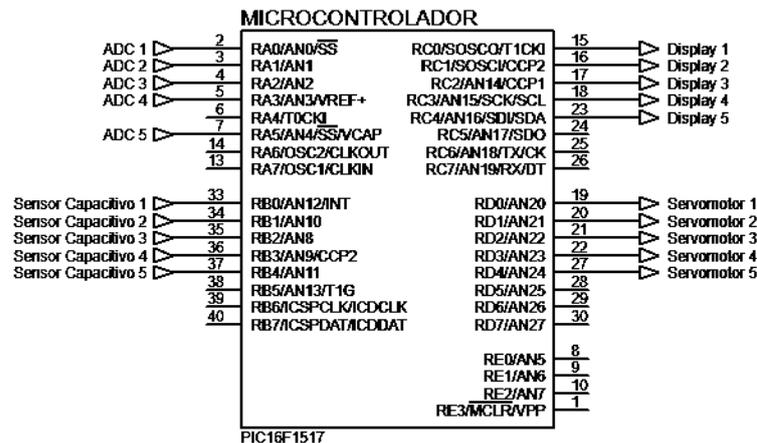


Figura 71. Configuración de los puertos MCU 16F1517

Fuente: Autor

La programación referente al control de variables de entrada y salida presentada en la Figura 71 se presenta a continuación, el lenguaje utilizado para la programación corresponde al lenguaje C. Por otro lado, el software que se utiliza pertenece al recomendado por microchip, el cual se denomina como MPLAB, esta interfaz mediante el compilador xc8 brinda la posibilidad de Programar en lenguaje C.

- **Código de programación**

Establecido el uso de puertos del microcontrolador, se procede a desarrollar los bloques de programa que permitan establecer el control de la máquina, logrando en si alcanzar el objetivo del proyecto. Por lo que, en cada bloque presentado se presenta la descripción de la línea de código y su función dentro del programa.

En las líneas de programación que se presenta a continuación, están relacionadas con el programa principal, pues como se observará es ahí donde se configura los puertos como entradas o salidas, a su vez también se configura cuáles son los puertos que servirán como Convertidores Analógico Digital ADC. Por otro lado, también se configura las interrupciones de cambio de estado mismas que se indicó anteriormente, provocaran que el microcontrolador pueda leer en ese instante dado el canal ADC que este configurado en ese evento de interrupción.

```
void main (void) {
    //Configuración del Oscilador
    OSCCONbits.IRCF = 0b1110; //Configura el Oscilador a 16MHz
    OSCCONbits.SCS = 00; //Selecciona la fuente de Reloj Interna
```

```

//Configuración de interrupciones
INTCONbits.GIE = 1;
INTCONbits.PEIE = 1;
INTCONbits.IOCIE =1;
INTCONbits.IOCIF =0;
//Configuración de bits RB
IOCBPbits.IOCBP0 = 1;
IOCBPbits.IOCBP1 = 1;
IOCBPbits.IOCBP2 = 1;
IOCBPbits.IOCBP3 = 1;
IOCBPbits.IOCBP4 = 1;
//Configuración del Puerto B
TRISB = 0b00001111;
PORTB = 0x00;
ANSELB = 0b00000000;

//Configuración del Puerto C
TRISC = 0b00000000;
PORTC = 0x00;
ANSELC = 0b00000000;

//Configuración Puerto D
TRISD = 0b10000000;
ANSELD = 0b00000000;
PORTD = 0b00000000;

//Configuración Puerto A
TRISA = 0b11111111;
PORTA = 0b00000000;
ANSELA = 0b00101111;

//Configuración del ADC.
ADCON1bits.ADCS =0b010; //FOSC/32 --> 2.0 us
ADCON1bits.ADFM = 1; //Justificado a la Derecha
ADCON1bits.ADPREF = 0b00; //Vref es conectado a VDD

//Inicializamos en Zero
ADRESL = 0;
ADRESH = 0;

while (1);
}

```

Explicado el bloque de programa principal, en el siguiente bloque se explica sobre los eventos que ocurrirán cuando el servicio a las interrupciones del microcontrolador corresponda a un valor verdadero. Pues, como se dedujo al principio de este apartado las instrucciones de interrupción están programadas para que en ese instante que ocurra la interrupción en cualquiera de los bits del Puerto B, estos puedan realizar la conversión ADC de acuerdo al canal que este configurado dentro de sus bloques de condición.

```

void __interrupt() IOCB() {
    if (IOCBFbits.IOCBF0 == 1 && INTCONbits.IOCIF == 1) {

        if (s2>0){

```

```

        Servo01();
        s2=s2-1;
    }
    //Canal A0
    ADCON0bits.CHS = 0b0000; //ANSA0 RA0
    ADCON0bits.ADON = 1;
    __delay_us(10);
    ADCON0bits.ADGO = 1;

    while(ADCON0bits.GO_nDONE);

    valor=((ADRESH<<8)+ADRESL);

    if (valor < 409){
        Servo0();
        Servo90();
        s1=s1+1;
        PORTCbits.RC0 = 1;
        __delay_ms(10);
        PORTCbits.RC0 = 0;
        __delay_ms(10);
        //Servo0();
    }
    IOCBFbits.IOCBF0 = 0;
}
else if (IOCBFbits.IOCBF1 == 1 && INTCONbits.IOCIF == 1) {

    if (s3>0){
        Servo02();
        s3=s3-1;
    }
    //Canal A1
    ADCON0bits.CHS = 0b0001; //ANSA0 RA1
    ADCON0bits.ADON = 1;
    __delay_us(10);
    ADCON0bits.ADGO = 1;

    while(ADCON0bits.GO_nDONE);

    valor=((ADRESH<<8)+ADRESL);
    if (valor >= 409 && valor < 532){
        Servo01();
        Servo901();
        s2=s2+1;
        PORTCbits.RC1 = 1;
        __delay_ms(10);
        PORTCbits.RC1 = 0;
        __delay_ms(10);
        //Servo01();
    }
    IOCBFbits.IOCBF1 = 0;
}
else if (IOCBFbits.IOCBF2 == 1 && INTCONbits.IOCIF == 1) {

    if (s5>0){

```

```

    Servo04();
    s5=s5-1;

}
//Canal A2
ADCON0bits.CHS = 0b0010; //ANSA0 RA2
ADCON0bits.ADON = 1;
__delay_us(10);
ADCON0bits.ADGO = 1;

while(ADCON0bits.GO_nDONE);

valor=((ADRESH<<8)+ADRESL);
if (valor >= 532 && valor < 655 ){
    Servo02();
    Servo902();
    s3=s3+1;
    PORTCbits.RC2 = 1;
    __delay_ms(10);
    PORTCbits.RC2 = 0;
    __delay_ms(10);
    //Servo02();
}
IOCBFbits.IOCBF2 = 0;

}else if (IOCBFbits.IOCBF3 == 1 && INTCONbits.IOCIF == 1) {

    if (s1>0){
        Servo00();
        s1=s1-1;
    }
    //Canal A3
    ADCON0bits.CHS = 0b0011; //ANSA0 RA3
    ADCON0bits.ADON = 1;
    __delay_us(10);
    ADCON0bits.ADGO = 1;

    while(ADCON0bits.GO_nDONE);

    valor=((ADRESH<<8)+ADRESL);
    if (valor >= 655 && valor < 819){
        Servo03();
        Servo903();
        s4=s4+1;
        PORTCbits.RC3 = 1;
        __delay_ms(10);
        PORTCbits.RC3 = 0;
        __delay_ms(10);
        //Servo03();
    }
    IOCBFbits.IOCBF3 = 0;

}else if (IOCBFbits.IOCBF4 == 1 && INTCONbits.IOCIF == 1) {

    if (s4>0){

```

```

        Servo03();
        s4=s4-1;
    }
    //Canal A4
    ADCON0bits.CHS = 0b0100; //ANSA0 RA4
    ADCON0bits.ADON = 1;
    __delay_us(10);
    ADCON0bits.ADGO = 1;

    while(ADCON0bits.GO_nDONE);

    valor=((ADRESH<<8)+ADRESL);
    if (valor >= 819){
        Servo04();
        Servo904();
        s5=s5+1;
        PORTCbits.RC4 = 1;
        __delay_ms(10);
        PORTCbits.RC4 = 0;
        __delay_ms(10);
        //Servo04();
    }
    IOCBFbits.IOCBF4 = 0;
}
}
}

```

Como se observa, el bloque que atiende las interrupciones dentro de cada condición para detectar cuál de los sensores capacitivos configurados en el Puerto B genera un cambio de estado, dentro de aquella condición también se establece subcondiciones. Las subcondiciones corresponden a comparar el valor que entrega el canal del ADC correspondiente, en donde dicho valor brinda las galgas extensiométricas.

Cuando las subcondiciones mencionadas llegan a establecerse verdaderas, estas activarán el actuador respectivo. Los actuadores corresponden a las instrucciones que se enviarán a los servomotores para que puedan realizar un movimiento de 80 grados y luego este retorne a 0 grados. Esta secuencia se configura de esa manera para poder liberar las cazoletas cargadas de tomate en sus respectivas tolvas de recepción.

De igual forma, al entrar en las subcondiciones estos incrementan un valor numérico, aquel valor numérico será enviado al puerto C y dependiendo de la variable asignada generará un incremento. La variación ocasionada permitirá que los Display configurados en el puerto C puedan cambiar de estado cuando exista un incremento en su código.

A continuación, en el siguiente bloque se presentará la programación de los servomotores, mismos que se encuentran dentro de las subcondiciones establecidas en el bloque anterior. La lógica programada para los actuadores corresponden al parámetro que se indicó, es decir, moverse de 0 a 80 grados y luego retornar a 0 grados o su posición inicial.

```

void Servo0(){
    Unsigned int i;
    for (i=0;i<20;i++){

```

```

        RD0 = 1;
        __delay_us(450);
        RD0 = 0;
        __delay_us(4550);
    }
}

void Servo01(){
    unsigned int i;
    for (i=0;i<20;i++){
        RD1 = 1;
        __delay_us(450);
        RD1 = 0;
        __delay_us(4550);
    }
}

void Servo02(){
    unsigned int i;
    for (i=0;i<20;i++){
        RD2 = 1;
        __delay_us(450);
        RD2 = 0;
        __delay_us(4550);
    }
}

void Servo03(){
    unsigned int i;
    for (i=0;i<20;i++){
        RD3 = 1;
        __delay_us(450);
        RD3 = 0;
        __delay_us(4550);
    }
}

void Servo04(){
    unsigned int i;
    for (i=0;i<20;i++){
        RD4 = 1;
        __delay_us(450);
        RD4 = 0;
        __delay_us(4550);
    }
}

/*Servo motor a 90 grados*/
void Servo90(){
    unsigned int i;
    for(i=0;i<20;i++){
        RD0 = 1;
        __delay_us(725); //725
        RD0 = 0;
        __delay_us(4275); //4275
    }
}

void Servo901(){
    unsigned int i;
    for(i=0;i<20;i++){
        RD1 = 1;
        __delay_us(725); //725
        RD1 = 0;
        __delay_us(4275); //4275
    }
}

void Servo902(){

```

```

    unsigned int i;
    for(i=0;i<20;i++){
        RD2 = 1;
        __delay_us(725); //725
        RD2 = 0;
        __delay_us(4275); //4275
    }
}
void Servo903(){
    unsigned int i;
    for(i=0;i<20;i++){
        RD3 = 1;
        __delay_us(725); //725
        RD3 = 0;
        __delay_us(4275); //4275
    }
}
void Servo904(){
    unsigned int i;
    for(i=0;i<20;i++){
        RD4 = 1;
        __delay_us(725); //725
        RD4 = 0;
        __delay_us(4275); //4275
    }
}
}

```

El funcionamiento programado para los servomotores está en brindarles un ancho de pulso donde este de acuerdo a su duración en alto, permitirá posicionar al eje del motor en ciertos grados fijos. Por lo tanto, el código que se ha presentado para el control de la máquina y lograr la clasificación de cada clase de tomate de árbol, es posible entender la forma como cada uno de los sensores y actuadores interactúan mediante la lógica que se detallado en la programación.

#### **6.2.5.4 Diseño eléctrico y electrónico para el control de la máquina**

Determinado el modo de operación de la maquina con sus dispositivos que conformarán el sistema de control, el siguiente paso está en diseñar las partes eléctricas e electrónicas. Para ello, como primer punto se va a presentar el esquema eléctrico para el motor, este actuador eléctrico estará acompañado de un variador de frecuencia monofásico, el propósito de usar este apartado es poder calibrar la máquina y sincronizar el proceso de clasificación y conteo.

Como segundo ítem se presentará las conexiones electrónicas que serán necesarias para implementar el sistema de control, estos están relacionados con la conexión de las galgas extensiométricas y sus respectivos acondicionadores de señal, por otro lado se establecerán las conexiones de los sensores capacitivos, los Display indicadores de cantidad de tomates y las conexiones para los servomotores.

- **Esquema eléctrico para la conexión del motor**

En la Figura 72 se presenta la conexión del motor monofásico con su respectivo variador de frecuencia, los elementos a considerar para la conexión de potencia del motor son los elementos de protección como fusibles, disyuntores, diferenciales de corriente y contactores que facilitaran la activación del motor.

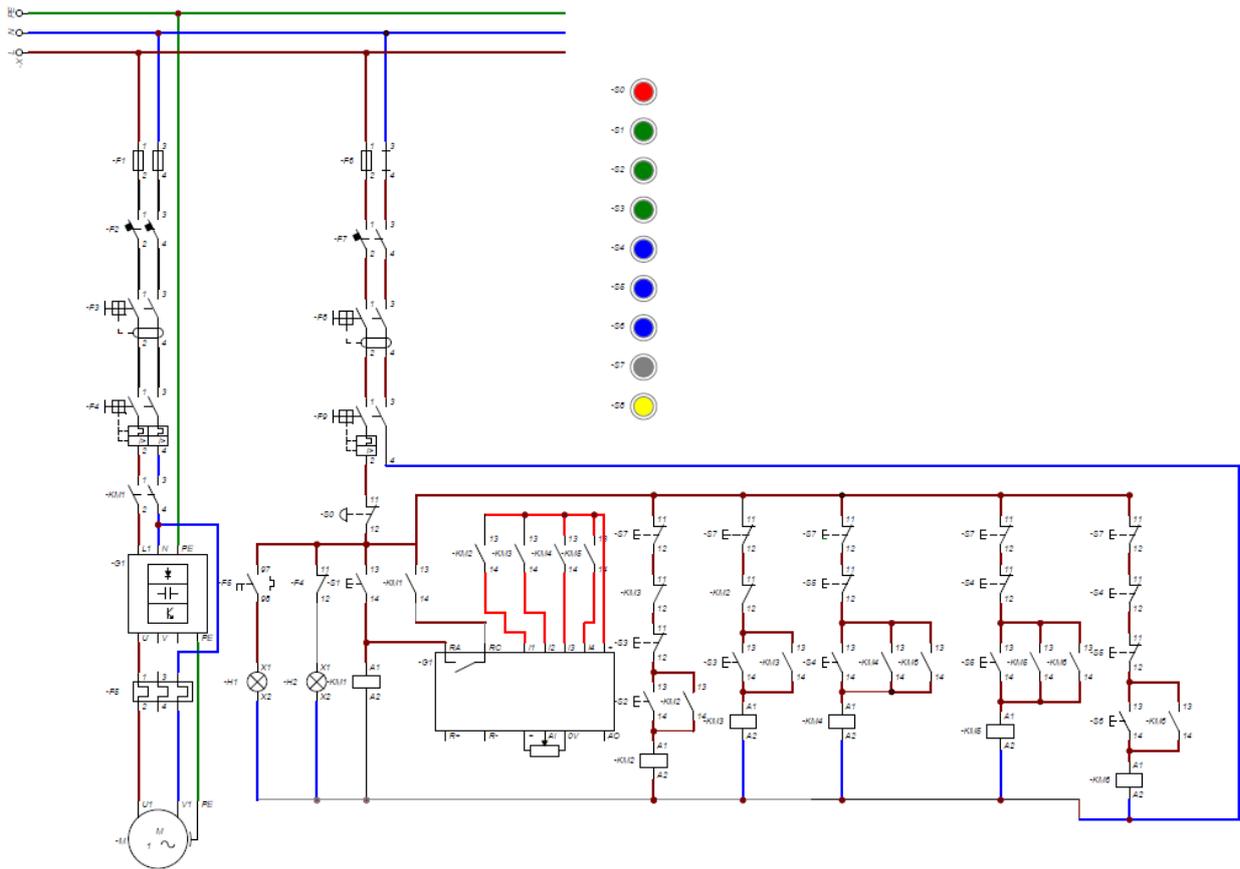


Figura 72. Esquema eléctrico de las conexiones del motor Monofásico

Fuente: Autor

Para el control del variador se muestran la conexión del lado derecho de la Figura 72 con ello se trata de simular el control de velocidad al momento de implementar un variador de frecuencia, cabe mencionar que la configuración presentada en el esquema solo permite variar la velocidad de giro del motor en un solo sentido.

- **Circuito acondicionador de galgas extensiométricas**

La característica de la galga extensiométrica se presenta en el Anexo G.1: Hoja de datos de la galga de extensiométricas, de acuerdo a los datos este sensor posee una salida nominal de 1mV/V, además la alimentación del sensor es de 5 Vcc recomendado por el fabricante. Entonces, para el diseño del circuito acondicionador de señal se tiene que determinar la salida máxima del sensor a escala completa. Para ello, aplicamos la siguiente ecuación (10.1).

$$\text{Salida escala completa} = \text{Salida Nominal} \cdot \text{Alimentacion} \quad (10.1)$$

Con los datos ya mencionados, es posible reemplazarlos en (10.1) y se obtiene:

$$\text{Salida escala completa} = 1 \frac{\text{mV}}{\text{V}} \cdot 5\text{V}$$

$$\text{Salida escala completa} = 5 \text{mV}$$

Con esto entendemos que la variación de la galga extensiométrica está dentro del rango de 1mV a 5mV. Hallado la escala completa del sensor, ahora se procede al diseño del circuito que acondicionará aquella señal y la enviará al microcontrolador para que este pueda realizar la lectura ADC respectiva.

El diseño del circuito acondicionador de señal se muestra en la Figura 73, en aquel circuito se observa un puente de Wheatstone, las cuales están conformadas por resistencias de 1kΩ, este valor se debe a que en la hoja de datos del Anexo G.1: Hoja de datos de la galga de extensiométricas menciona que la capacidad resistiva es de 1kΩ.

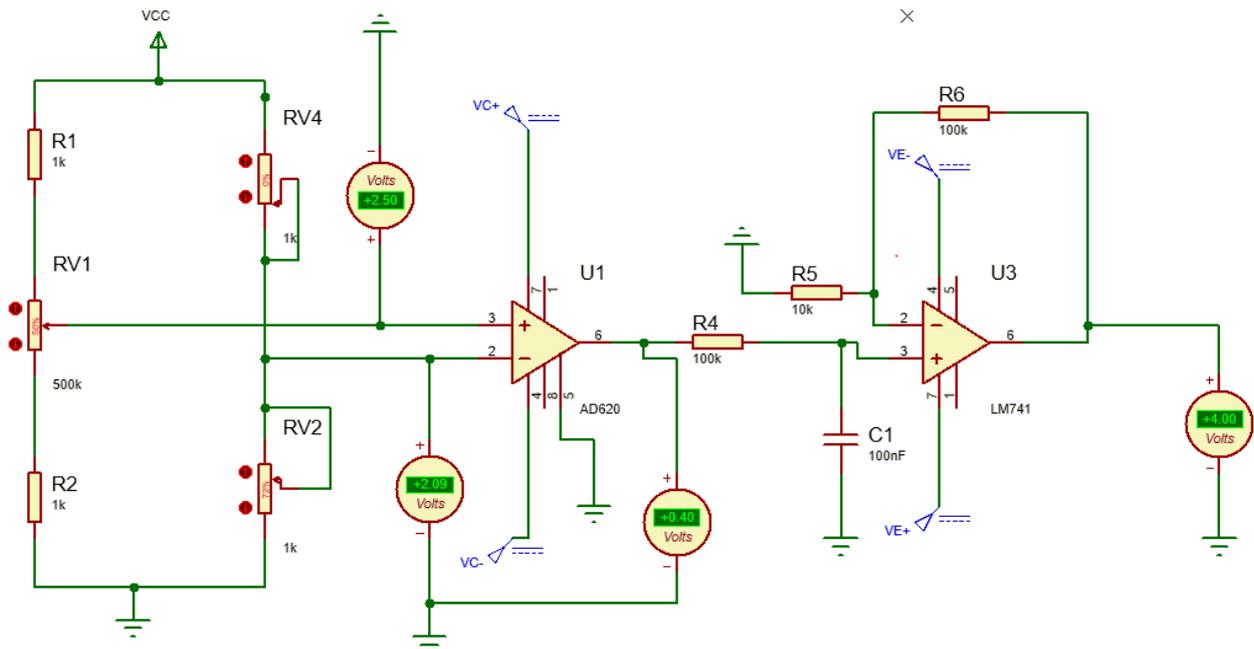


Figura 73. Circuito Acondicionador de señal de galga extensiométrica  
Fuente: Autor

Se elige esa configuración debido a que nuestro sensor trabajará como una viga en voladizo, por lo que la galga a usar tiene un elemento piezoresistivo en la parte superior y otro en la parte inferior, esto provoca que cuando se flexione la galga extensiométrica aplicando una fuerza en su extremo voladizo genere reacciones opuestas, es decir en la parte superior de la galga se generarán esfuerzos de tensión, mientras que en la parte inferior se producirán esfuerzos de compresión del elemento piezoresistivo que estas incorporan.

Luego se implementa un amplificador de instrumentación AD620, el propósito de este integrado consiste en diferenciar las señales de entrada, por lo que el resultado de esa operación se ve reflejado en su salida. Con ello, es posible detectar el desequilibrio ocasionado cuando se aplica una carga en el extremo de la galga.

La salida del amplificador de instrumentación AD620 se pasa por un filtro pasa bajas con la finalidad de generar una señal limpia, evitando que interfieran ruidos o señales no deseadas a la entrada donde se conectará el convertidor ADC. Por último, después de filtrar la señal se amplifica el resultado de variación

proporcionado por el AD620, pues el resultado viene expresado en mV y para leer el microcontrolador necesitamos obtener una señal en V.

Para amplificar la señal, se usa el amplificador operacional LM741 debido a su eficiencia de trabajo, el dato para el diseño del amplificador corresponde a los 5mV que estarán ingresando a su entrada, por ende necesitamos una ganancia de  $A_v = 1000$  para obtener a la salida 5V. En base a ello, en la Figura 74 se presenta el circuito amplificador de señal diseñado para proporcionar la entrada de alimentación a 5V hacia el microcontrolador y que este pueda realizar la conversión ADC sin ningún problema.

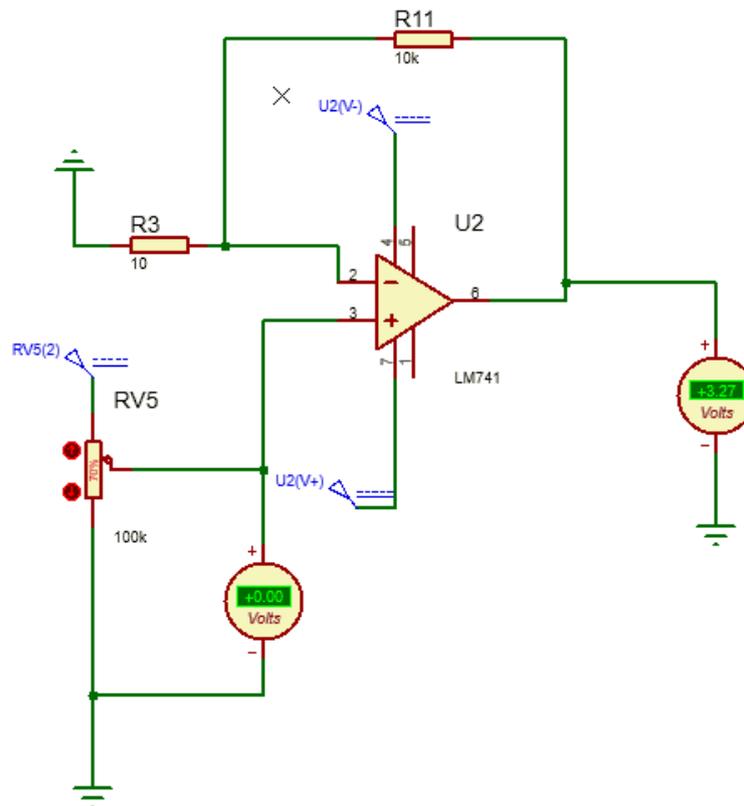


Figura 74. Circuito amplificador de mV a V para la señal de la galga  
**Fuente:** Autor

- **Conexión sensores capacitivos**

Estos sensores de proximidad capacitivos son del tipo industrial, por lo que trabajan a 12 VDC como se presenta en el Anexo G.2: Características del Sensor Capacitivo, no obstante la alimentación de la mayoría del circuito abarca los 5V. Por ende, para obtener la alimentación de esa cantidad se pretende utilizar el regulador elevador de voltaje MT3608, este dispositivo incrementa el voltaje de salida a partir de un voltaje de entrada desde los 3.7V a 5V, su configuración tipo Boost la caracteriza como un regulador de alta eficiencia de conversión, buena regulación de línea y índice de rizado de voltaje bajo, este dispositivo elevador se presenta en la Figura 75.



Figura 75. Convertidor voltaje DC-DC Stop-up 2A MT3608  
Fuente: (NyLamp, 2021)

Por otro lado, el sensor capacitivo al ser un PNP y poseer cuatro hilos, su propia hoja de datos menciona que tiene la configuración que se muestra en la Figura 76. Este sensor se caracteriza por tener dos salidas una normalmente abierta NA y otra normalmente cerrada NC, para nuestro proyecto se elegirá la normalmente abierta.

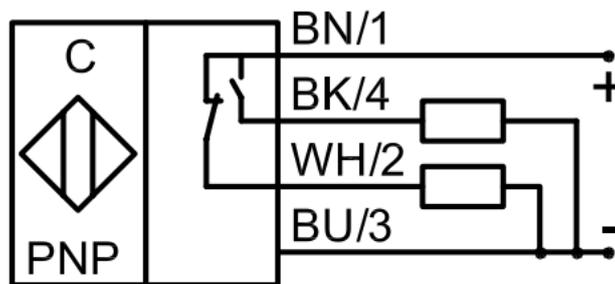


Figura 76. Esquema de conexión del Sensor Capacitivo  
Fuente: (RECHENER, 2020)

Como se sabe, se necesita conectar la salida del sensor capacitivo a las entradas del puerto B del microcontrolador, por lo que si enviamos los 12VDC dañaríamos la placa del controlador. La solución a este inconveniente está dado por el circuito de la Figura 77.

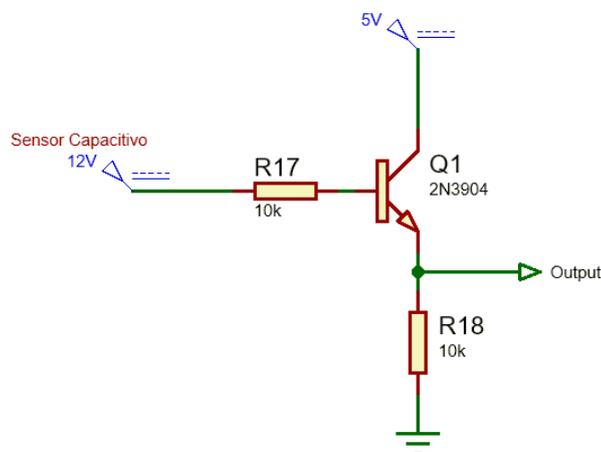


Figura 77. Circuito de transistor en configuración de interruptor  
Fuente: Autor

La utilización de un transistor facilitará la conmutación de la lectura del sensor capacitivo. El funcionamiento del circuito consiste en alimentar la base de transistor, ya que al estar excitado este permitirá el flujo de voltaje desde el emisor hacia el colector, lo cual genera que pin Output que se conecta al microcontrolador genere la interrupción tal como se definió en la programación.

- **Display Indicadores**

El registro de cada unidad correspondiente a cada clase de tomate de árbol se visualizará en el módulo contador de pulsos de la Figura 78, el funcionamiento de este elemento electrónico consiste en enviar pulsos al puerto denominado Trigger, aquellos pulsos como se indicó anteriormente se enviarán desde el puerto C del microcontrolador.



Figura 78. Módulo contador de pulsos  
Fuente: (ELECTROALL, 2019)

La ventaja de este contador de pulsos es su rango de alimentación, ya que puede energizarse desde 4 VDC a 40VDC, además posee un pin de reset para reiniciar el contador, esta funcionalidad facilitará al usuario presionar un pulsante cuando visualice la cantidad de tomates adecuada en la caja, ocasionando el reinicio del conteo para una nueva caja.

- **Conexión Actuadores**

El funcionamiento de los servomotores está dado en su hoja de datos presentados en el Anexo G.3: Características del Servomotor, para ello nos menciona que el servomotor MG995 puede ser alimentado 4.8V a 7.2V. Por ende, para nuestro circuito se alimentará a 5V, esto no afectará el rendimiento ya que el servo no trabajará bajo carga elevada, pues la carga de los eslabones es despreciable con respecto a la capacidad del servo presentado en su hoja de datos.

En la Figura 79 se presenta el esquema eléctrico para la conexión del servomotor, tal como se observa este dispositivo tiene tres cables, un cable para la alimentación positiva, otro para la alimentación negativa y un último cable para recibir los pulsos que se enviarán a su controlador.

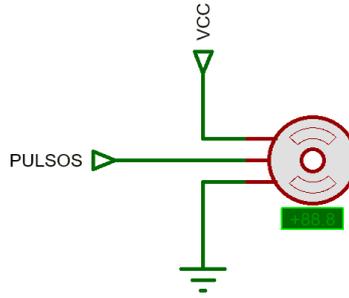


Figura 79. Conexión eléctrica Servomotor  
Fuente: Autor

Los pulsos que se otorgarán al servomotor se asignan al puerto D, ya que aquellos puertos como se indicó anteriormente estarán configurados como salidas. Para mayor información acerca de todo el circuito general se muestra en el Anexo I.

### 6.3 Análisis de costos de la máquina

En este apartado se desarrolla el análisis de costos de la máquina con la finalidad de determinar un presupuesto para una futura construcción de la misma, para este proceso se utilizará un análisis de precios unitarios que considera maquinaria, herramienta, mano de obra, transporte y considerando un 20% de utilidad.

Para el análisis se consideran tres rubros en el proyecto:

- Sistema de Alimentación
- Sistema de Clasificación
- Sistema de Control eléctrico y electrónico

#### 6.3.1 Costo del Sistema de Alimentación (Tabla 11)

Tabla 11. Análisis de precios unitarios para el sistema de alimentación

<b>PROYECTO: Diseño y Simulación de una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol.                      ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS</b>				
<b>NOMBRE DEL OFERENTE:</b> Sr. Israel Duran				
<b>PROYECTO:</b> Diseño y Simulación de una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol				
<b>ITEM:</b> 1				
<b>DESCRIPCION:</b> Sistema de Alimentación				
<b>UNIDAD:</b> u				
EQUIPO Y HERRAMIENTA				
DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			8,16
Cortadora	1	5,55	3	16,65

Soldadora	1	7,55	8	60,40	
Taladro	1	1,80	0,5	0,90	
Dobladora	1	2,05	2	4,10	
			<b>PARCIAL M</b>	90,21	
<b>MATERIALES</b>					
<b>DESCRIPCION</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD A</b>	<b>PRECI/U</b>	<b>COSTO TOTAL C=A*B</b>	
Tubo estructural 30x30x1,5mm SAE J 403 1008	m	10,46	2,5	26,15	
Tubo estructural 40x20x2mm SAE J 403 1008	m	3,00	3,1	9,30	
Plancha de Acero Inoxidable	m2	1,33	76,8	102,30	
Platina ASTM A36 25mmx4mm	m	3,26	1	3,26	
Electrodo 6011 1/8	kg	1,50	5,5	8,25	
Tuercas DIN M12	u	16,00	0,4	6,40	
Tuercas DIN 934 M06	u	4,00	0,15	0,60	
Tornillos DIN 934 M06x12mm	u	4,00	0,3	1,20	
Tornillos DIN 933 M12x30mm	u	20,00	0,35	7,00	
Chumacera UCF204D	u	2,00	60	120,00	
Tensor AELPT204-10W3	u	2,00	95	190,00	
Polea SPB de 125 mm	u	1,00	22,3	22,30	
Buje 1610 para eje de 20mm	u	1,00	12,3	12,30	
Tambores	u	2,00	50	100,00	
Banda	m	3,00	45	135,00	
			<b>PARCIAL N</b>	<b>744,06</b>	
<b>TRANSPORTE</b>					
<b>DESCRIPCION</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD A</b>	<b>TARIFA/U B</b>	<b>DISTANCIA C</b>	<b>COSTO TOTAL D=A*B*C</b>
Banda y Tambores	u	1	20,00	1	20,00
Transporte de estructura (Interno )	u	1	10,00	1	10,00
			<b>PARCIAL O</b>		30,00
<b>MANO DE OBRA</b>					
<b>DESCRIPCION</b>		<b>CANTIDAD A</b>	<b>S.R.H. B</b>	<b>RENDIMIENTO HORAS/U</b>	<b>COSTO TOTAL D=A*B*C</b>
Ayudante mecánico		1	3,22	40	128,80
Ingeniero Mecánico		1	3,58	40	143,20
			<b>PARCIAL P</b>		272,00
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)</b>					<b>1136,27</b>
<b>INDIRECTOS Y UTILIDAD</b>				20,00%	227,25
<b>COSTO TOTAL DEL RUBRO</b>					
<b>VALOR PROPUESTO</b>					<b>1363,52</b>

Fuente: Autor

### 6.3.2 Costos del Sistema de Clasificación (Tabla 12)

Tabla 12. Análisis de precios unitarios para el sistema de clasificación

ÁNÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS				
<b>NOMBRE DEL OFERENTE:</b> Sr. Israel Duran				
<b>PROYECTO:</b> Diseño y Simulación de una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol.				
<b>ITEM:</b> 2				
<b>DESCRIPCION:</b> Sistema de Clasificación				
<b>UNIDAD:</b> u				
<b>EQUIPO Y HERRAMIENTA</b>				
DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			16,32
Cortadora	1	8,55	4,5	38,48
Torno	1	13,55	16	216,80
Fresadora	1	16,55	12	198,60
Dobladora	1	9,55	2	19,10
Soldadora	1	7,55	10	75,50
			<b>PARCIAL M</b>	564,80
<b>MATERIALES</b>				
DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Tubo Estructural 30x30x2mm SAE J 403 1008	m	2,70	3,1	8,37
Tubo Estructural 40x40x1,5mm SAE J 403 1008	m	5,00	3,5	17,50
Tubo Estructural 25x25x1,5mm SAE J 403 1008	m	5,00	2,3	11,50
Tubo Estructural 20x20x2mm SAE J 403 1008	m	1,30	2,1	2,73
Tubo Circular de 19,05mmx1,5mm	m	4,42	1,3	5,75
Tubo Circular de 15,88mmx1,5mm	m	0,39	1,2	0,47
Platina ASTM 36 de 30mmx6mm	m	0,40	1,6	0,64
Platina ASTM 36 de 19mmx3mm	m	4,20	0,6	2,52
Platina ASTM 36 de 25mmx4mm	m	3,13	1	3,13
Lamina de Acero inoxidable 2mm	m2	2,40	76,8	184,32
Lamina de Acero inoxidable 3mm	m2	0,09	115	10,01
bloque de acero 95x65x30mm	u	5,00	28	140,00
Bloque de Acero 100x60x65mm	u	1,00	60	60,00
Tornillo Uxcell M4x8mm	u	28,00	0,2	5,60
Tuerca Uxcell M4x0,7mm	u	28,00	0,6	16,80
Tornillo DIN 933 M4x14mm	u	60,00	0,2	12,00
Tornillo DIN 933 M4x25mm	u	10,00	0,25	2,50
Tuerca DIN 934 M4	u	80,00	0,1	8,00
Tornillo DIN 933 M5x35mm	u	10,00	0,35	3,50

Tuerca DIN 934 M5	u	10,00	0,35	3,50	
Tornillo DIN 933 M3	u	10,00	0,1	1,00	
Tornillo DIN M8x45mm	u	16,00	0,45	7,20	
Tuerca DIN 934 M8	u	16,00	0,25	4,00	
Arandela DIN 433-1 A 8	u	16,00	0,05	0,80	
Tuerca DIN 934 M3	u	10,00	0,15	1,50	
Rodamiento SKF 61904	u	2,00	15,3	30,60	
Rodamiento SKF 624	u	60,00	4,1	246,00	
Barra de Aluminio	m	2,50	1,25	3,13	
Varilla lisa de 5mm de diámetro	m	4,00	0,25	1,00	
Abrazadera	u	60,00	10	600,00	
Cazoleta	u	60,00	6	360,00	
MTCL 20 2,5 F	u	1,00	19,7	19,70	
Polea de 140mm 1 Canal	u	1,00	23	23,00	
Polea de 118mm 1 Canal	u	1,00	17	17,00	
Polea de 125mm 1 Canal	u	1,00	20	20,00	
Buje 1610	u	3,00	2,8	8,40	
Correa B37 trapezoidal	u	1,00	3	3,00	
Electro 6011 1/8	Kg	1,00	6	6,00	
Eje 1018 de 15mm de diámetro	m	1,10	4,5	4,95	
Eje 1045 de 25mmx250mm	u	1,00	5,5	5,50	
Anillo de Seguridad para eje de 4mm	u	60,00	0,4	24,00	
Anillo de Seguridad para eje de 5mm	u	240,00	0,5	120,00	
Anillo de Seguridad para eje de 8mm	u	12,00	0,65	7,80	
Anillo de Seguridad para eje de 10mm	u	10,00	0,7	7,00	
Placa de Aluminio de 100mmx220mmx6mm	u	1,00	9,35	9,35	
Placa de Acero A36 de 200x200x5mm	u	2,00	3,5	7,00	
Placa de Acero A36 de 200x200x3mm	u	1,00	2	2,00	
Placa de Grilon de 30mmx46mm	u	5,00	2,5	12,50	
Bloque de Grilon 87mmx75mmx50mm	u	5,00	13,5	67,50	
Rueda Vulcanizada de 50mmx25mm	u	1,00	6	6,00	
Rueda Vulcanizada Lateral de 30mmx11mm	u	24,00	6,25	150,00	
Ruedas de poliuretano de 50mmx26mm	u	5,00	8,75	43,75	
Rueda de Goma	u	60,00	0,4	24,00	
				<b>PARCIAL N</b>	<b>2342,50</b>
<b>TRANSPORTE</b>					
		<b>CANTIDAD</b>	<b>TARIFA/U</b>	<b>DISTANCIA</b>	<b>COSTO</b>
<b>DESCRIPCION</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>TOTAL</b>
					<b>D=A*B*C</b>
Transporte de componentes (interno)	u	2	10,00	1	20,00
				<b>PARCIAL O</b>	<b>20,00</b>
<b>MANO DE OBRA</b>					
		<b>CANTIDAD</b>	<b>S.R.H.</b>	<b>RENDIMIENTO</b>	<b>COSTO</b>
<b>DESCRIPCION</b>		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>HORAS/U</b>	<b>TOTAL</b>
					<b>D=A*B*C</b>
Ayudante Mecatrónico		1	3,22	80	257,60

Ingeniero Mecatrónico		1	3,58	80	286,40
				<b>PARCIAL P</b>	544,00
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)</b>					<b>3471,29</b>
<b>INDIRECTOS Y UTILIDAD</b>				20,00%	694,26
<b>COSTO TOTAL DEL RUBRO</b>					
<b>VALOR PROPUESTO</b>					<b>4165,55</b>

Fuente: Autor

### 6.3.3 Costos del Control Eléctrico y Electrónico (Tabla 13)

Tabla 13. Análisis de precios unitarios para el sistema de Control

<b>ÁNÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS</b>				
<b>NOMBRE DEL OFERENTE:</b> Sr. Israel Duran				
<b>PROYECTO:</b> Diseño y Simulación de una máquina clasificadora y contadora de tomates de árbol.				
<b>ITEM:</b> 3				
<b>DESCRIPCION:</b> Sistema de Control				
<b>UNIDAD:</b> 1				
<b>EQUIPO Y HERRAMIENTA</b>				
DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc)	3%MO			8,16
Equipos de Eléctrica y Electrónica	2	0,50	16	16,00
			<b>PARCIAL M</b>	24,16
<b>MATERIALES</b>				
DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIU	COSTO TOTAL C=A*B
PIC16F1517 Microchip	u	1,00	10	10,00
CONVERTIDOR VOLTAJE DC-DC STEP-UP 2A MT3608	u	1,00	15	15,00
Sensor KAS-80-A22-A-K-PTFE	u	5,00	13	65,00
Transistor 2N3904	u	5,00	0,15	0,75
Resistencias de 10k	u	15,00	0,04	0,60
Resistencias de 10	u	5,00	0,04	0,20
Celda de carga 1kg, Sensor de peso	u	5,00	5	25,00
Display	u	5,00	6	30,00
Servomotor MG995	u	5,00	12,9	64,50
Integrado AD620	u	5,00	7,9	39,50
Motoreductor WEG C00228	u	1,00	465	465,00
Placa de Vaquelita de 100mmx100mm	u	3,00	0,75	2,25
Variador de Frecuencia	u	1,00	200	200,00
Amplificador Operacional LM741	u	5,00	0,35	1,75
Pulsantes industriales	u	4,00	3,25	13,00

Pulsador Hongo Retenido	u	1,00	4,95	4,95	
Porta Fusible	u	1,00	1	1,00	
Relé Térmico 7/10 A	u	30,83	1	30,83	
Disyuntor Diferencial Riel	u	22,56	1	22,56	
Contactador Schneider Electric	u	92,31	1	92,31	
Cable multipar	m	5,00	0,35	1,75	
Cable flexible #16	m	10,00	0,33	3,30	
Cable flexible #12	m	0,60	20	12,00	
Luces piloto 110-220AC	u	3,00	2,25	6,75	
				<b>PARCIAL N</b>	<b>91,55</b>
<b>TRANSPORTE</b>					
<b>DESCRIPCION</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD A</b>	<b>TARIFA/U B</b>	<b>DISTANCIA C</b>	<b>COSTO TOTAL D=A*B*C</b>
Transporte de materiales	m	1	10,00	1	10,00
				<b>PARCIAL O</b>	<b>10,00</b>
<b>MANO DE OBRA</b>					
<b>DESCRIPCION</b>		<b>CANTIDAD A</b>	<b>S.R.H. B</b>	<b>RENDIMIENTO HORAS/U</b>	<b>COSTO TOTAL D=A*B*C</b>
Ayudante Mecatrónico		1	3,22	40	128,80
Ingeniero Mecatrónico		1	3,58	40	143,20
				<b>PARCIAL P</b>	<b>272,00</b>
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)</b>					<b>397,71</b>
<b>INDIRECTOS Y UTILIDAD</b>				20,00%	79,54
<b>COSTO TOTAL DEL RUBRO</b>					
<b>VALOR PROPUESTO</b>					<b>477,25</b>

Fuente: Autor

### 6.3.4 Análisis de costos totales

Determinado los costos de cada sistema que permitirán la funcionalidad de la máquina de clasificación y conteo de tomates de árbol, se sumarán todos los totales anteriormente calculados y se obtendrá un valor total, aquel valor total se muestra en la Tabla 14, donde se puede deducir que la maquina cuesta USD 6006.33.

Tabla 14. Costo Total para la construcción de la máquina

N°	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Sistema de Alimentación	u	1	1363,52	1363,52
2	Sistema de Clasificación	u	1	4165,55	4165,55
3	Sistema de Control	u	1	477,25	477,25
				<b>TOTAL</b>	<b>6006,33</b>

Fuente: Autor

## **7. Resultados**

De acuerdo al proceso desarrollado en la sección anterior, en este apartado se mencionarán los resultados que se han obtenido para lograr conseguir cada objetivo propuesto para la ejecución del proyecto. Aquellos resultados corresponden a las actividades realizadas y la metodología empleada que facilitaron culminar el propósito central de los objetivos específicos planteados.

### **7.1 Resultados de la situación actual del proceso de poscosecha de tomate de árbol**

En el sector de Don Julo, existe una propiedad de 5 hectáreas aproximadamente dedicada al cultivo de tomate de árbol, también existen pequeñas propiedades de una a dos hectáreas que realizan la siembra de esta fruta. El proceso de siembra de las grandes hectáreas está en sembrar 1000 a 2000 plantas cada año, ya que la planta como máximo tiene una duración de 1 año y medio hasta 2 años.

La inversión que requiere el tomate de árbol para su mantenimiento es elevada, pues su costo abarca desde los 900 a 1500 dólares, este factor depende del estado de crecimiento en el que se encuentre la planta y la cantidad de plantas por área de terreno.

La recolección del fruto se realiza por cuatro personas, en donde la cantidad de tomates recolectados mantiene un rango de 15000 tomates a 25 000 tomates, en un periodo de tiempo de 6 horas. El tamaño de tomate más común es el denominado parejo, ya que el primero y el flor son más visibles al inicio de la cosecha de una nueva plantación.

La clasificación y conteo se realiza en un tiempo promedio de 5 a 6 horas dependiendo de la cantidad de producción, este proceso de diferenciar los tamaños del tomate de árbol y llevar un registro cuantitativo del mismo es realizado por cuatro personas quienes son remuneradas por la actividad con un valor de 15 dólares, no obstante las condiciones de trabajo para la poscosecha no son las ideales, pues aquellas personas tras acabar la actividad presentan dolores musculares debido a la posición que han mantenido en la ejecución de la poscosecha de tomate de árbol.

La producción mensual de esta fruta corresponde a 90 000 tomates/mes hasta 130 000 tomate/mes, para ello cuando el valor del producto está sobrevalorado las ganancias de la producción abarcan 7 200 dólares mensual, no obstante cuando su valor baja los ingresos mensuales generados por esta fruta bajan a los 5 400 dólares aproximadamente. Aquellos ingresos generados son invertidos un 50% al mantenimiento de las plantaciones de tomate de árbol, otro 30% está relacionado con el gasto de mano de obra para el mantenimiento de la planta y las ganancias para el propietario corresponden solo el 20%.

### **7.2 Resultados del proceso de diseño mecatrónico**

El diseño mecatrónico propuesto presenta las características descritas en la selección de alternativas, pues partiendo de la elección de la máquina de clasificación portátil, la maquina posee un sistema de

alimentación, el cual está dado por la tolva donde se depositará el producto seguido de una banda transportadora que facilitará el transporte hacia el sistema de clasificación como se muestra en la Figura 80.

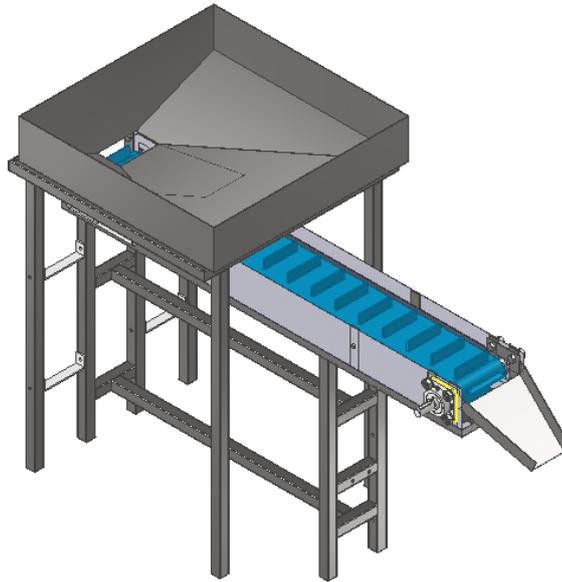


Figura 80. Sistema de Alimentación  
**Fuente:** Autor

La configuración de la banda como se muestra en la Figura 80 posee unas ranuras, el propósito de las ranuras consiste en ayudar al transporte del tomate, pues permitirá que solo un tomate avance por la banda de forma individual, por lo al caer sobre la pendiente el tomate rodará hasta posicionarse en la cazoleta respectiva.

Por otro lado, el sistema de clasificación está conformado por 60 cazoletas diseñadas de acuerdo a la geometría y forma del tomate de árbol que se encargarán de llevar el tomate por los diferentes puntos de clasificación, aquellos puntos de clasificación están conformados por los sensores de peso (Galgas extensiométricas), sensores capacitivos y los servomotores como se presenta en la Figura 81.

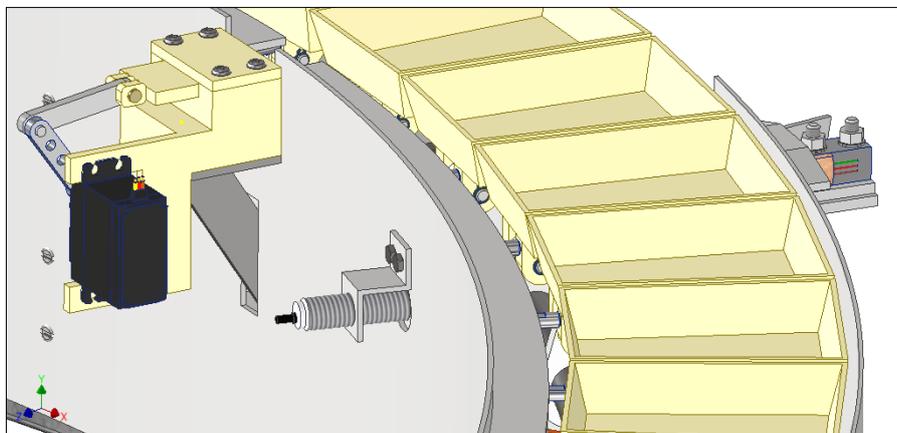


Figura 81. Zona de clasificación de la máquina.  
**Fuente:** Autor

Para el movimiento de las cazoletas por cada punto de detección, se propuso el diseño de movimiento mediante fricción, ya que se diseñó el uso de ruedas de poliuretano para transmitir el movimiento de la estructura que soporta las cazoletas, aquella descripción se muestra en la Figura 82, en donde los elementos de color rojo son las ruedas que facilitan el movimiento de la estructura del sistema de clasificación.

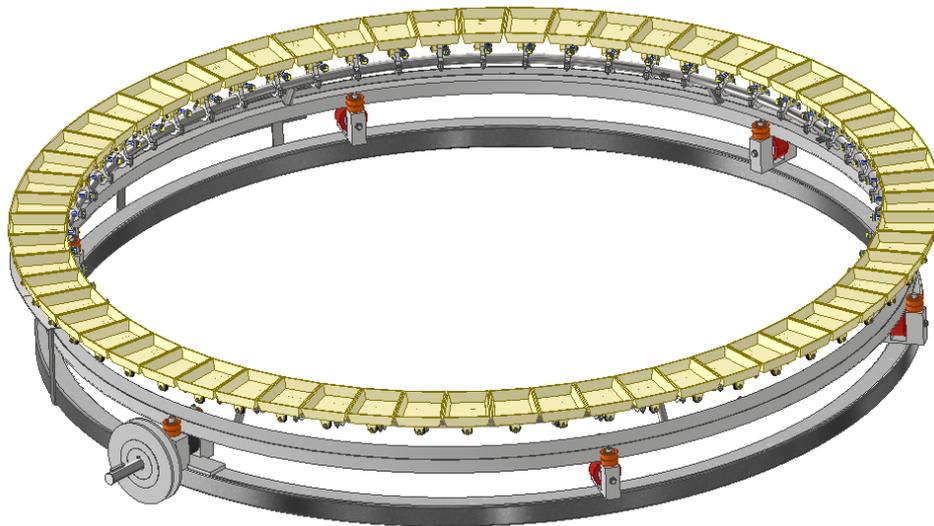


Figura 82. Sistema motriz del sistema de clasificación  
Fuente: Autor

No obstante, la rueda que se encargará de dar movimiento a la estructura de clasificación corresponde a la que se acopla al eje motriz, como se aprecia en la Figura 82 esta rueda diseñada de color negro gira en base al movimiento de la polea conducida por la polea del motor. Aquella rueda será vulcanizada, es decir que posee una parte de metal que facilite el acople entre el eje motriz mediante una chaveta y una parte vulcanizada que facilite el contacto con la estructura del sistema de clasificación.

Todos los componentes diseñados tanto para el diseño del sistema de alimentación como para el sistema de clasificación, se consideró los módulos de elasticidad  $E$  y sus límites de resistencia a la fluencia  $S_y$  que permitieron dimensionar los tamaños de las piezas de la máquina. En base a ello, en la Tabla 15 se presentan las deformaciones  $\delta$  y esfuerzos máximos  $\sigma$  determinados mediante el software de ingeniería, para los distintos elementos que conforman la máquina.

Tabla 15. Resultado obtenido de las simulaciones de los componentes más críticos del sistema

Elemento	Material	Deformación $\delta$	Esfuerzo $\sigma$	Factor de Seguridad
Tolva	Acero Inoxidable 304	0.3454 mm	20,04 MPa	12.5
Estructura de Banda Transportadora.	Acero Galvanizado	1.071mm	108.3 MPa	2
Estructura de Tolva	Acero Galvanizado	0.195 mm	43 MPa	5
Cazoleta	Poliamida 66	0.154 mm	3 MPa	15
Eje motriz	Acero 1045	0.112 mm	62 MPa	2.3
Soporte de eje motriz	Acero K110	0.0162 mm	144.4 MPa	2
Estructura del Sistema de Clasificación.	Acero Galvanizado	0.031mm	28 MPa	8.7

Fuente: Autor

Los resultados presentados en la Tabla 15 demuestran que los elementos diseñados si están en la posibilidad de soportar las cargas a las cuales estarán sometidos dentro del funcionamiento de la máquina. Pues como se menciona, solo se analiza los elementos más críticos de máquina, por lo que otros componentes fueron diseñados en base a la metodología propuesta en su desarrollo. Por lo tanto, el diseño total de la maquina se presenta en la Figura 83, en ella se observa como el sistema de alimentación y el sistema de clasificación integran un solo cuerpo dentro de la máquina.

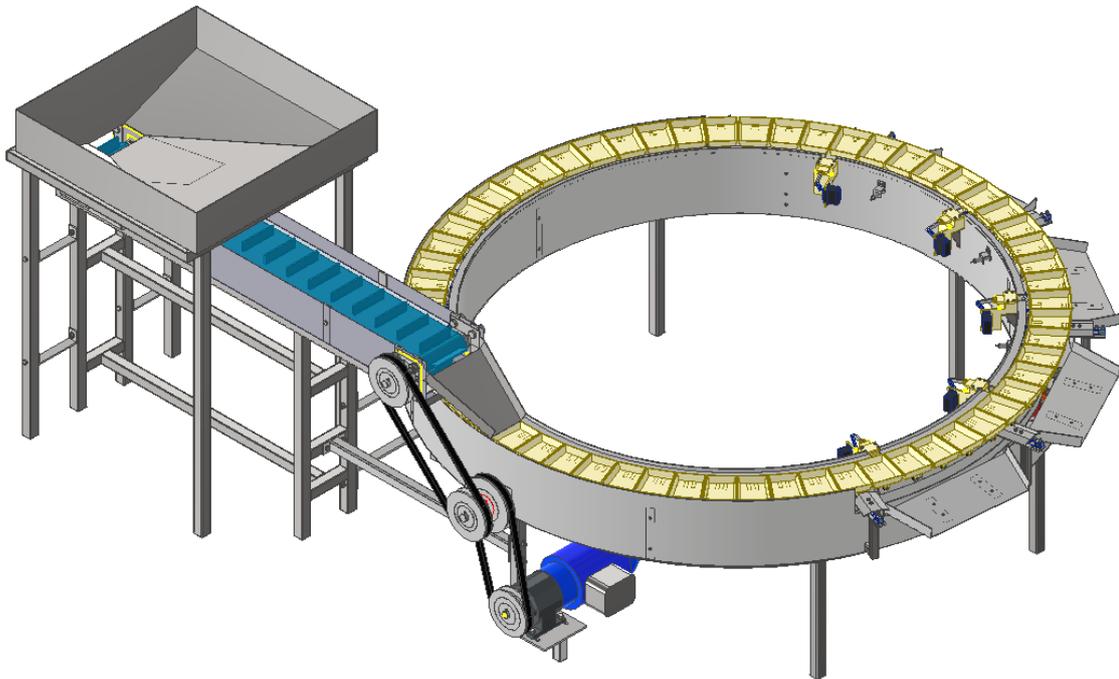


Figura 83. Diseño Final obtenido del diseño mecatrónico

Fuente: Autor

Como se observa en la Figura 82, el diseño de la maquina está constituida por un motor reductor y un sistema de transmisión mediante poleas trapezoidales o en V. Los resultados obtenidos de estos elementos mediante el cálculo se muestra en la Tabla 16.

Tabla 16. Características dimensionales obtenidas mediante el cálculo

Elemento	Características	Dimensión
Motoreductor Coaxial WEG	C00228	Potencia: 0.25 kW i=26.8 $n_e = 1750 \text{ rpm}$ $n_s = 66.84 \text{ rpm}$ Peso = 8.2 Kg Monofásico 60Hz
Polea conductora (MOTOR)	SPB	Diámetro primitivo: 118mm
Polea conducida (Sistema de Clasificación)	SPB	Diámetro primitivo: 140 mm
Correa	Sección Tipo B	B37
Polea conductora (Sistema de Clasificación)	SPB	Diámetro primitivo: 125 mm
Polea conducida (Banda Transportadora)	SPB	Diámetro primitivo: 125mm
Correa	Sección Tipo B	B42

Fuente: Autor

El diseño de control para la maquina corresponde al tipo ON/OFF, pues la estrategia de control establecida demuestra que mediante el uso de las galgas extensiométricas mediremos el peso del tomate cuando el sensor capacitivo que gobierna aquella zona de clasificación detecte un valor verdadero. Este evento provocara que el PIC 16F1517 utilizado como controlador ejecute el servicio de interrupción, y de forma secuencial ejecute las líneas de programación dentro del bloque de programa.

Con la velocidad establecida en el cálculo del motoreductor resulta que la maquina clasificará un tomate cada 0.5s, dando como resultado que en un minuto clasifique 120 tomates, por lo tanto si la alimentación es continua se dice que este clasificaría 7200 tomates en una hora. Esto se manifiesta en base a los resultados del control como muestra en la Figura 84, donde se puede apreciar los pulsos que enviarán los sensores capacitivos hacia el controlador cada cierto periodo de tiempo.

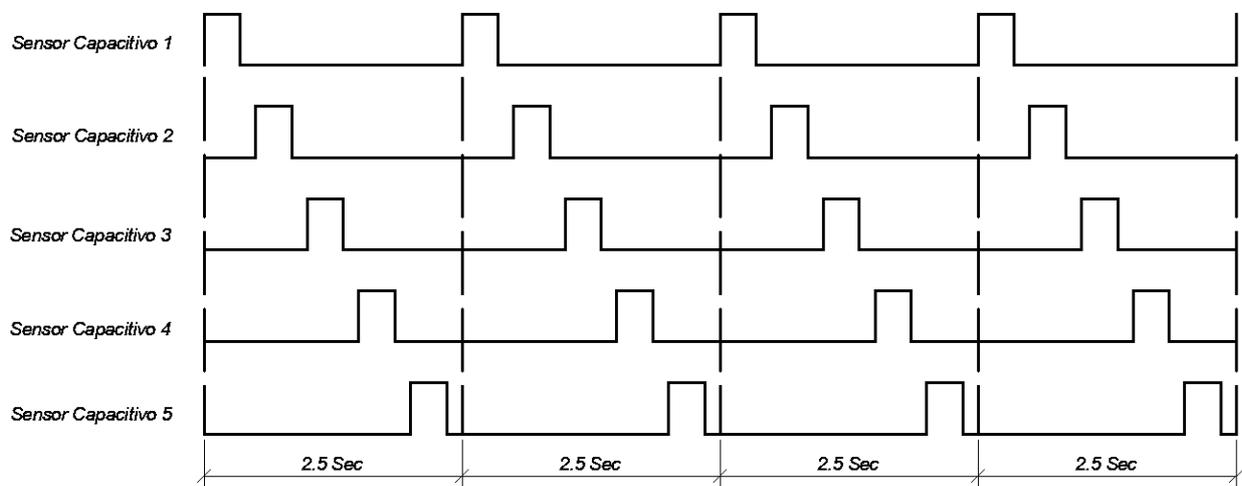


Figura 84. Pulsos de control para el sistema de clasificación  
Fuente: Autor

El periodo de tiempo que se ha considerado aceptable en la simulación del control mediante la programación se muestra en la Figura 85, donde los 350ms corresponde al tiempo en el que el sensor se mantendrá activado, y adicionándole el tiempo restante de 150ms, formaría un tiempo de 500ms. No obstante, como se aprecia el periodo de tiempo es de 2.5 segundos, por lo que si dividimos los 2.5 para la cantidad de sensores capacitivos utilizados, obtenemos un valor de 0.5s tiempo que se dedujo anteriormente le tomará al microcontrolador leer, comparar y actuar para la clasificación del tomate de árbol.



Figura 85. Periodo de tiempo en alto de lo sensores capacitivos  
Fuente: Autor

El tiempo de 500ms determinado es considerado óptimo para la ejecución de las instrucciones dentro del programa, ya que si bajamos ese periodo mediante la simulación en PROTEUS se observó que el microcontrolador no responde de forma síncrona, esto se debe a que el controlador le toma un cierto tiempo en ejecutar las instrucciones programadas dependiendo del oscilador seleccionado para el microcontrolador, sin embargo esto en la práctica para la clasificación y conteo se deberá comprobar este análisis que se ha planteado para el control de la máquina y verificar su funcionamiento.

### 7.3 Resultado de costos de la máquina

La máquina diseñada emplea materiales de la localidad, por lo que el análisis de precios unitarios propuesto en la metodología de análisis de costos corresponde a los precios ofertados por las distintas distribuidoras y comerciantes de equipos y materiales dentro de la zona. Considerando estos aspectos se determinó que la máquina tiene un costo estimado de USD 6 006.33, misma que es apta para clasificar el tomate de árbol en cinco tipos diferentes.

En comparación con otras máquinas que tienen costos elevados de alrededor de USD 9 000 hasta USD 13 000 sin considerar costos de importación, la máquina diseñada es más barata, por lo tanto el precio es muy competitivo en el mercado local e internacional, además la máquina cuenta y clasifica lo que le da un valor agregado comparado con las otras máquinas que solo clasifican ciertas frutas.

Para evaluar el costo beneficio que tendrá la máquina frente al proceso de poscosecha manuales en el área de estudio se presenta el siguiente análisis:

Como se determinó en la problemática la cantidad de tomates corresponde a 50 000, donde cuatro personas están encargadas de clasificar y contar el tomate, sin embargo esta cantidad se realiza semanalmente, y se ejecuta dos veces a la semana, por lo que se deduce que en un día de cosecha se recolectan entre 20 000 a 25 000, manteniendo un tiempo de poscosecha de 6 horas aproximadamente.

Con los parámetros que se mencionan, es posible determinar cuánto tomate clasifican los trabajadores que realizan este proceso en una hora, aplicando la siguiente ecuación (11.1):

$$Tasa\ de\ clasificacion = \frac{Cantidad\ de\ tomates}{Tiempo\ de\ duracion} \quad (11.1)$$

Entonces, tomando en cuenta los datos que se han mencionado y reemplazando en la ecuación (11.1), se obtiene:

$$Tasa\ de\ clasificacion = \frac{25\ 000\ tomates}{6\ horas}$$

$$Tasa\ de\ clasificacion = 4167\ tomates/hora$$

El diseño propuesto se estima que cuente alrededor de 7200 tomates/hora, este valor de producción se establece debido a la velocidad de respuesta del actuador y a la velocidad a que se ha considerado óptima para el trabajo de la máquina. Por lo que, al dividir la tasa de velocidad de la máquina sobre la cantidad de tomates a clasificar en un día obtenemos que la maquina clasificará y contará en un tiempo estimado de 3.5 horas aproximadamente.

Como se mencionó en los resultados de la situación actual del proceso de poscosecha se necesitan de 4 personas quienes efectúan el proceso dos veces a la semana, por ello en la Tabla 17 se muestra el costo invertido sin utilizar la máquina.

Tabla 17. Costos de trabajo sin maquina

Número de empleados	Pago diario	Total de días de trabajo a la semana	Total al mes
4	15	2	480

Fuente: Autor

Por otro lado, el costo estimado con la implementación de la máquina se muestra en la Tabla 18, en donde se puede apreciar el costo de mano de obra reducido.

Tabla 18. Costos de trabajo con máquina.

Número de empleados	Pago diario	Total de días de trabajo a la semana	Total al mes
2	15	2	120

Fuente: Autor

Con los datos determinados es posible determinar el periodo de recuperación de la inversión, aplicando la siguiente ecuación (11.2) la cual relaciona la mano de obra a utilizar y el costo total de la máquina antes mencionada.

$$Tiempo\ de\ Recuperacion = \frac{Costo\ Total\ Maquina}{Costo\ de\ Trabajo\ con\ maquina} \quad (11.2)$$

Entonces, reemplazando en (11.2) tenemos que el tiempo de recuperación para aquella inversión es:

$$Tiempo\ de\ Recuperacion = \frac{6006.33}{120} = 50\ Meses$$

El resultado de tiempo recuperación de la ecuación (11.2), manifiesta que la inversión de la maquina tomando en cuenta el esfuerzo de los trabajadores será de 4 años aproximadamente. Esto se debe al uso que se dará a la maquina unas dos veces por semana.

Sin embargo, ahora si se considera las ganancias mensuales de la producción considerando la siguiente relación como se muestra en la ecuación (11.3), misma que considera la cantidad de tomates cosechados cada semana y el precio por unidad de esta fruta se obtiene lo siguiente.

$$\text{Ingreso Mensual} = \text{Cantidad de tomates mensuales} \times \text{precio unitario} \quad (11.3)$$

Tomando en cuenta que la cantidad de tomates a la semana es de 50000, por lo que esta cantidad al mes de incrementaría a 200 000 tomates, en donde el precio a pagar la fruta promedio es de 0.062 centavos, dato que se obtiene a partir del análisis de la situación actual de tomate de árbol y reemplazando en (11.3) se encuentra que:

$$\text{Ingreso Mensual} = 200\,000 \times \text{USD } 0.062$$

$$\text{Ingreso Mensual} = \text{USD } 12\,400$$

Entonces, el valor mensual determinado por la ecuación (11.3) facilitará deducir que la recuperación de aquella inversión, asumiendo que el propietario destina el 5% hacia la maquina obtenemos que el periodo de recuperación de la inversión aplicando la ecuación (11.2) es:

$$\text{Tiempos de Recuperacion} = \frac{\text{Costo Total Maquina}}{\text{Ingreso mensual} \times \%inversion}$$

$$\text{Tiempos de Recuperacion} = \frac{6006.33}{12\,400 \times 0.05} = 9.7 \text{ Meses}$$

Como se observa el resultado disminuye proporcionalmente de acuerdo al ingreso mensual, obteniendo que el periodo de inversión recuperación de capital es de 10 meses aproximadamente. No obstante, la maquina puede prestar sus servicios hacia otros productores de esta fruta, para ello sería muy importante considerar la tarifa hora de la máquina.

Para calcular el costo de tarifa hora para prestar el servicio a los demás productores se aplicó la metodología propuesta por (Arquinetpolis, 2018), en donde los resultados se muestran en la Tabla 19.

Tabla 19. Resultados de la Tarifa Hora de la Maquina

Costo hora de Maquinaria	
Descripción	Valor
Costo de posesión	0,8 USD
Interés de capital	1,86 USD
Impuestos, Seguros, etc.	1,74 USD
Mantenimiento	0,72 USD
<b>TOTAL</b>	<b>5,12 USD</b>

Fuente: Autor

El resultado total de la Tabla 19, manifiesta que el costo de servicio de la maquina por hora es de USD 5,12. Mediante un análisis asumiendo que la maquina brindara 8 horas de servicio dos veces a la semana, se tendría que la ganancia es de USD 81.92, por lo este valor al multiplicar por cuatro obtenemos que la ganancia mensual es de USD 327.68. Este dato de ingresos mensuales de la maquina al año representaría USD 3932.16. Esto en comparación con el precio de la maquina aplicando la ecuación (11.4) manifiesta que el periodo de recuperación de inversión de capital será en un año y medio aproximadamente.

$$\text{Tiempo de Recuperacion} = \frac{\text{Costo de Adquisicion de Maquinaria}}{\text{Ingresos anuales de Servicio}} \quad (11.4)$$

$$\text{Tiempo de Recuperacion} = \frac{USD\ 6006.33}{3932.16\ USD/año} = 1.53\ \text{años}$$

## 8. Conclusiones

La integración de la maquina contadora y clasificadora en el proceso de poscosecha manual de los productores de tomate de árbol de la comunidad de Don Julo, aportará beneficios sensibles al personal que labora en este proceso como: disminuirá la fatiga muscular y ocular, al igual que alergias o comezón en sus manos debido a los elementos químicos que esta posee. Los parámetros recogidos en la observación del proceso de poscosecha que realizan cada semana, permitieron encontrar las variables adecuadas para el diseño, pues gracias a los instrumentos de medición se obtuvo como datos iniciales el peso de las gavetas, las dimensiones y características de cada clase de tomate, al igual que las cantidades de tomates estándar que se acomodan en cada caja para la venta del mismo.

El diseño del sistema de alimentación junto con el diseño del sistema de clasificación, generan que la maquina mantenga una tasa de clasificación alrededor de 7200 tomates/hora, aquella velocidad frente a los procesos de poscosecha manuales es rentable, debido a que manualmente entre cuatro personas clasifican 5000 tomates/hora y a medida que pasa el tiempo su rendimiento disminuye a causa de la fatiga muscular y ocular que provoca aquella actividad.

La máquina diseñada se caracteriza a diferencia de otras máquinas clasificadoras, pues el modelo propuesto censa el peso del producto y registra las unidades de cada clase, su funcionamiento está dado por la lectura del sensor, el cual se encargará de enviar la magnitud de fuerza detectada al microcontrolador, solo si el sensor capacitivo que sirve como compuerta cumple con las condiciones establecidas en la programación. Esto ocasionará que si el valor medido es el correcto la cazoleta es liberada mediante el actuador y debido al peso del tomate la cazoleta se inclinará en su tolva de recepción respectiva, y de igual manera se enviará un pulso hacia el Display contador para que visualice las unidades referentes a cada clase.

El análisis de costo beneficio propuesto para la recuperación de la inversión demuestra que si solo consideramos el esfuerzo de los trabajadores quienes realizan el proceso de poscosecha manualmente, se ve reducido a dos personas para el funcionamiento de la máquina, sin embargo realizando el cálculo de recuperación de la inversión este le tomará alrededor de 4 años, por lo tanto mediante el análisis financiero considerando las ganancias estimadas mensuales de acuerdo a la cantidad de tomates y el valor agregado que mantiene la unidad del producto, se determinó que el periodo de recuperación de inversión del capital es de 10 meses aproximadamente considerando que un 5% es dirigido hacia el gasto de la máquina, por lo que éste último análisis representaría de forma cuantitativa que la maquina si es rentable frente a la producción que se mantiene en la zona de estudio,

Con el análisis de tarifa hora la máquina con los ingresos anuales que se pretende generar en la producción de la zona de tomate de árbol, representan que se necesita de un 1 año y medio para la recuperación del capital, esto se ha planteado como otra alternativa para el aprovechamiento de los beneficios que posee la maquina frente a los procesos de poscosecha manuales en la comunidad de Don Julio.

## **9. Recomendaciones**

El sistema de control que se ha diseñado para la máquina, se puede añadir un módulo de visión artificial para detectar mediante algoritmos el tamaño de la fruta, su color y calibre propio del producto, no obstante se puede seguir aplicando la misma estrategia propuesta en este proyecto o generar una nueva que facilite la clasificación y conteo de tomate de árbol.

El control puede ser modificado dependiendo de los parámetros que se establezcan para el funcionamiento de la máquina, aquellos parámetros están relacionados con la velocidad de la máquina, es por ello que se usa el variador frecuencia para lograr sincronizar el proceso de clasificación y conteo del producto que acontece este proyecto.

Las cazoletas diseñadas en este proyecto solo aplican para tomates de árbol, es decir que no son aptas para otra clase de productos frutícolas, para acoplar otros productos sería de analizar la geometría y forma de la fruta que se requiere clasificar.

El Sistema de Alimentación diseñado puede ser reemplazado por un sistema de tornillo Sin Fin, no obstante este puede maltratar el producto a causa de los filos que posee el perfil del tornillo sin fin, además la forma de transmisión se vería modificada, pues para implementar un sistema de este tipo se necesitaría de una transformación de movimiento ortogonal.

La velocidad de trabajo de la máquina se considera óptima a la establecida en este diseño, ya que con esto aseguramos que el fruto sea depositado en la cazoleta. A mayor velocidad se puede ocasionar que el tomate salga de la máquina y no sea traslado al sistema de clasificación en las cazoletas.

## Referencias

- ALBORNOZ. (1992). *El tomate de arbol en el Ecuador*. Facultad de Ciencias Agrícolas.
- Angos, M. &. (2013). *Diseño, Construcción y Simulación de una Máquina Clasificadora de Frutos por su Tamaño*. Universidad de las Fuerzas Armadas.
- Apache. (04 de 12 de 2013). *Catalogo de Bandas Transportadoras y Servicios*. Obtenido de [https://www.apache-inc.com/CMS/WSCentral.nsf/weblinks/AHBD-97RS39/\\$File/AHBD-97RS39.pdf](https://www.apache-inc.com/CMS/WSCentral.nsf/weblinks/AHBD-97RS39/$File/AHBD-97RS39.pdf)
- Arquinetpolis. (11 de 10 de 2018). *¿Cómo calcular el costo horario de maquinaria?* Obtenido de Precios Unitarios: <https://arquinetpolis.com/costo-horario-de-maquinaria-000201/>
- Atiencía, J. R. (2016). *Sistema Clasificador de Tomate de Arbol*. Quito: Universidad Tecnológica Equinoccial.
- Beer, F. P. (2009). *Mecánica de Materiales*. Mexico: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Bonifaz, C. (2017). *Diseño y construcción de una máquina clasificadora de fresas a razón de 100kg/h*. Riobamba.: Escuela Superior Politécnica del Chimborazo.
- Cestary, W. (2018). *Motorreductores de Eixos Concêntricos*. Brasil: Motorreductores WCG20.
- Cuzco, A. (2017). *Estudio de caracterización reológica de la mezcla de leche de soja kefirada con tomate de árbol*. Universidad de las Fuerzas Armadas.
- Destéfano, I. F. (1998). *Clasificación de frutas con visión artificial*. Argentina: Instituto de Automática y Electrónica Industrial.
- Díaz, L. (2017). Sostenibilidad Social de los subsistemas productivos de tomate de árbol (*Solanum betaceum Cav*) en el Cantón Guachapala, provincia de Azuay. *Ecología Aplicada*, 99-104.
- Dominguez, A. M. (2019). *Bases Fisiológicas de la Poscosecha*. San Cristóbal de la Laguna: Universidad de la Laguna.
- Dunlop. (2019). *Correas de transmisión Industrial*. Buenos Aires: Dunlop Argentina S.A.
- Edwin Arias, L. O. (2011). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA Y AFILADORA DE CUCHILLAS DE MÁQUINAS PARA MADERA CON UN SISTEMA DE AVANCE AUTOMÁTICO*. Quito: Universidad Politécnica Salesiana.
- ESPAÑOLA, R. A. (2020). *Máquina*. Obtenido de <https://dle.rae.es/m%C3%A1quina>
- FAO. (1989). Prevention of Postharvest Food Losses: Fruits, Vegetables and Root Crops. *A Training Manual*. Rome : UNFAO, 157.
- Feican-Mejía, C. (2016). *DESCRIPCIÓN AGRONÓMICA DEL CULTIVO DE TOMATE DE ÁRBOL (Solanum betaceum Cav.)*. Azuay: Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuarias.
- Fuentes, J. L. (2004). *Manual de Cultivo de Tomate de árbol*. Quito: Programa de Fruticultura Granja Experimental Tumbaco.
- Gasteiz, V. (2019). 1.6.5.- *Contadores*. Obtenido de | AF05.- Lógica programable: autómatas y robots...: [https://ikastaroak.birt.eus/edu/argitalpen/backupa/20200331/1920k/es/DFM/AF/AF05/es\\_DFM\\_AF05\\_Contenidos/website\\_165\\_contadores.html](https://ikastaroak.birt.eus/edu/argitalpen/backupa/20200331/1920k/es/DFM/AF/AF05/es_DFM_AF05_Contenidos/website_165_contadores.html).

- Guachapala, G. (2014). *Aspectos generales del canton guachapala*. Guachapala: Municipio de Guachapala.
- Hernandez-Hernandez, J. G.-E.-C.-M. (2016). *Comparacion de metodologias para el conteo de frutas, verduras y plantas en un cultivo agrícola usando visión artificial*. . Universidad Académica de Ingeniería, Universidad Aut. de Guerrero.
- Hurtado, T. (2015). *Maquina para clasificar aguacates por peso*. Ibarra: Universidad Tecnica del Norte .
- Jose Aguilar, M. C. (2000). Un Sistema Clasificador Difuso para el Manejo de Fallas. *Revista Tecnica de la facultad de Ingenieria, Universidad del Zulia*, 98-108.
- JRM, E. (17 de 08 de 2021). *Seleccion de rodamientos SKF, Problema resuelto por catalogo paso a paso*. Obtenido de You Tube: <https://www.youtube.com/watch?v=z6pPdsvSOck>
- Juan Leon, P. V. (2004). *Manual del cultivo de tomate de árbol*. Quito: INIAP.
- Kitinoja, L. &. (2003). Capitulo 3 - Operaciones de Embalaje. In L. Kitinoja. *Small-Scale Postharvest Handling Practices: A Manual for Horticultural Crops (4th Edition) (8th ed.)*.
- MecanoCaucho. (2017). *SYLOMER FICHA TECNICA EL PRODUCTO*. Obtenido de AMC MECANOCAUCHO: <http://www.mecanocaucho.com/download/catalog/SR42.pdf>
- Mejia, F. (2016). Descripción Agronomica del cultivo de tomate de arbol (Salanaum beteceum Cav). *Agroproductividad.*, 78-86.
- Pazmiño, I. (2012). *Construccion de un prototipo de maquina clasificadora y transportadora de frutas de acuerdo al tamaño para supermercados*. Quito: Escuela Politecnica Nacional.
- Reyes, M. U. (1988). *Design Concept and Operation of ASEAN Packinghouse Equipment for Fruits and Vegetables*. Philippines: Postharvest Horticulture Training and Research Center , University of Los Baños , College of Agriculture , Laguna , Philippines .
- Reynaga, D. (08 de 06 de 2020). *Calculo de Reductor de velocidad*. Obtenido de You Tube: <https://www.youtube.com/watch?v=1pBIZzpKwhk>
- Rodriguez, R. (1989). Cultivo moderno del tomate. *Mundi Prensa*, 15-47.
- Roig, A. (1998). L'avaluació de la qualitat a la gestió documental. *Lligall: revista catalana d'Arxivística*, 219-229.
- Sampieri, R. (2014). *Metodologia de la investigación*. Mexico: McGRAW-HILL / INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Sanchez, J., Sanchez, A., Rodriguez, F., Amate, L., Guzman, J., & Muñoz, J. (2010). *España Patente n° 2 318 987*.
- Shewfelt, R. &. (1993). Postharvest Handling: A Systems Approach. *Academic Press Inc*, 356.
- Siegling, E. (2014). *Calculation methods - conveyor belts*. USA: Siegling Transilon conveyor and procesing belts.
- SKF, G. (2019). *Rodamientos SKF*. Estados Unidos: Empresa SKF.
- Toala, M. G. (2016). *Estudio de Factibilidad para la produccion de tomate de arbol en la provincia de Imbabura y su comercializacion en los mercados de distrito metropolitano de Quito*. Quito: Universidad Central deL Ecuador.
- Villareal, V. (2018). *Sistema de Conteo de Frutas por barrera de luz mediante el uso de tecnología Arduino*. Panamá: Universidad Tecnológica de Panamá.

Villegas, I. I. (2009). Manejo integrado de cultivos/frutales de altura. *Proyecto Microcuenca Plantón - Payacas*, 1-5.

Washington, J. D. (2017). *Máquina para clasificar y contabilizar la producción de tomates de árbol*. Ibarra: Universidad Técnica del Norte.

## ANEXOS

### Anexo A: Tablas de Banda transportadora

**Tabla A.1.** Coeficientes de fricción al correr sobre el soporte de mesa  $\mu_T$ ,  $\mu_R$  y  $\mu_{ST}$  (Siegling, 2014).

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, V5H, V10H	TXO (Amp Miser)
$\mu_T$ (table)	0.33	0.33	0.5	0.5	0.18
$\mu_T$ (galvanised slider beds)	–	–	–	–	0.24
$\mu_R$ (roller)	0.033	0.033	0.033	0.033	–
$\mu_{ST}$ (accumulated)	0.33	0.33	0.5	0.5	–

**Tabla A.2.** Factor  $C_1$  para el cálculo de tracción máximo  $F_1$  (Siegling, 2014).

Siegling Transilon Underside coating	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
Arc of contact $\beta$	180°	210°	240°	180°	210°	240°
<b>Smooth steel drum</b>						
dry	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
wet	3.7	3.2	2.9	5.0	4.0	3.0
<b>Lagged drum</b>						
dry	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
wet	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9

Siegling Transilon Underside coating	0, U0, NOVO, E0, A0, T, P			TX0 (AmpMiser)		
Arc of contact $\beta$	180°	210°	240°	180°	210°	240°
<b>Smooth steel drum</b>						
dry	2.1	1.9	1.7	3.3	2.9	2.6
wet	not recommended			not recommended		
<b>Lagged drum</b>						
dry	1.5	1.4	1.3	2.0	1.8	1.7
wet	2.1	1.9	1.7	not recommended		

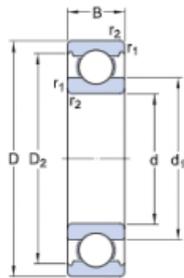
**Tabla A.3.** Factor  $C_3$  para el diámetro mínimo de los tambores impulsores.

Siegling Transilon Underside coating	V3, V5, U2, A5, E3	V1, U1, UH	0, U0, NOVO, T, P
<b>Smooth steel drum</b>			
dry	25	30	40
wet	50	Not recommended	Not recommended
<b>Lagged drum</b>			
dry	25	25	30
wet	30	40	40

## Anexo B: Datos para la selección de rodamiento

**Tabla B.1:** Datos técnicos de rodamiento 624 SKF.

### Especificación técnica



### DIMENSIONES

d	4 mm	Diámetro del agujero
D	13 mm	Diámetro exterior
B	5 mm	Ancho
d <sub>1</sub>	≈ 6.95 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D <sub>2</sub>	≈ 11.2 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r <sub>1,2</sub>	min. 0.2 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior

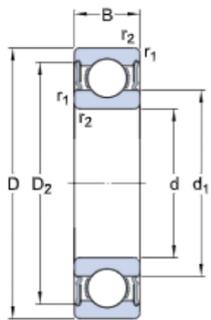
### DATOS DEL CÁLCULO

C	0.936 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	0.29 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>u</sub>	0.012 kN	Carga límite de fatiga
	110 000 r/min	Velocidad de referencia
	67 000 r/min	Velocidad límite
k <sub>r</sub>	0.025	Factor de cálculo
f <sub>0</sub>	10	Factor de cálculo

### MASA

0.003 kg	Rodamiento de masa
----------	--------------------

**Tabla B.2:** Datos técnicos de rodamiento 61904-2RS1 SKF.



DIMENSIONES

d	20 mm	Diámetro del agujero
D	37 mm	Diámetro exterior
B	9 mm	Ancho
D2	≈ 32.7 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior

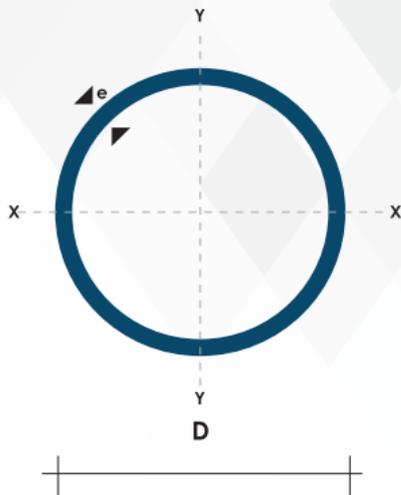
DATOS DEL CÁLCULO

C	6.37 kN	Capacidad de carga dinámica básica
$C_0$	3.65 kN	Capacidad de carga estática básica
$P_u$	0.156 kN	Carga límite de fatiga
	12 000 r/min	Velocidad límite
$k_r$	0.02	Factor de cálculo
$f_0$	14.7	Factor de cálculo

## Anexo C: Catálogos de la empresa DIPAC Manta.

### Anexo C.1: Tubo Mecánico Redondo Galvanizado (DIPAC, 2021).

NOMENCLATURA	
Área =	Área de la selección transversal del tubo, cm <sup>2</sup>
I =	Momento de inercia de la sección, cm <sup>4</sup>
W =	Módulo resistente de la sección, cm <sup>3</sup>
i =	Radio de giro de la sección cm

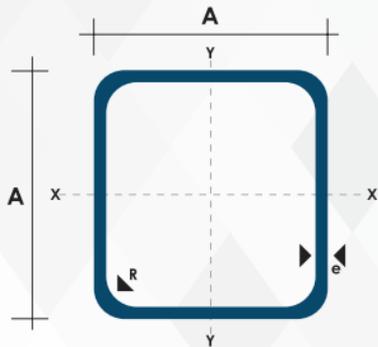


Diámetro Exterior (D)		Espesor		Peso	Propiedades		
		e	P	A	I	W	i
Pulg	mm	mm	Kg/6m	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
1/2	12.70	0.95	1.86	0.35	0.06	0.09	0.41
		1.10	2.10	0.40	0.07	0.11	0.41
		1.50	2.82	0.53	0.08	0.13	0.39
5/8	15.88	0.95	2.28	0.44	0.12	0.15	0.51
		1.10	2.64	0.51	0.14	0.18	0.52
		1.50	3.54	0.68	0.18	0.22	0.51
3/4	19.05	0.95	2.70	0.54	0.22	0.23	0.64
		1.10	3.18	0.62	0.25	0.26	0.63
		1.50	4.20	0.83	0.32	0.34	0.62
7/8	22.22	0.95	3.18	0.63	0.36	0.32	0.75
		1.10	3.66	0.73	0.41	0.37	0.75
		1.50	4.92	0.98	0.53	0.47	0.74
1	25.40	0.95	3.60	0.73	0.55	0.43	0.87
		1.10	4.20	0.84	0.62	0.49	0.86
		1.50	5.64	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4	31.75	0.95	4.50	0.92	1.09	0.69	1.18
		1.10	5.22	1.06	1.24	0.78	1.08
		1.50	7.08	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.11	1.91	1.00	1.31
		1.10	6.24	1.28	2.19	1.15	1.31
		1.50	8.46	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4	44.45	0.95	6.24	1.30	3.07	1.38	1.54
		1.10	7.26	1.50	3.52	0.16	1.53
		1.50	9.84	2.02	4.67	2.10	1.52
1 7/8	47.63	0.95	6.78	1.40	3.80	1.60	1.65
		1.10	7.80	1.61	4.35	1.83	1.64
		1.50	10.26	2.17	5.79	2.43	1.63
2	50.80	0.95	7.20	1.49	4.62	1.82	1.76
		1.10	8.34	1.72	5.30	2.09	1.76
		1.50	10.80	2.32	7.06	2.78	1.74
2 3/8	60.33	1.50	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08
2 1/2	63.50	1.50	14.04	2.92	14.05	4.42	2.19

**Anexo C.2:** Tubo Mecánico Cuadrado Galvanizado (DIPAC, 2021).

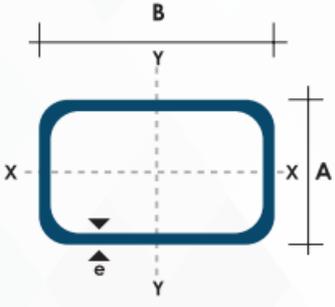
**NOMENCLATURA**

Área = Área de la selección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>  
 I= Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>  
 W= Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>  
 i= Radio de giro de la sección cm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
12	0.8	0.30	0.37	0.09	0.14	0.48
12	1.0	0.37	0.50	0.11	0.18	0.47
15	0.8	0.36	0.45	0.15	0.20	0.58
15	1.0	0.45	0.61	0.20	0.26	0.57
20	0.8	0.49	0.61	0.38	0.38	0.79
20	1.0	0.60	0.83	0.50	0.50	0.77
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
25	0.8	0.61	0.77	0.61	0.61	0.99
25	1.0	0.76	1.05	0.80	0.80	0.98
25	1.2	0.90	1.14	0.87	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	0.97	0.97	0.95
30	0.8	0.74	0.93	0.89	0.89	1.19
30	1.0	0.92	1.27	1.18	1.18	1.18
30	1.2	1.09	1.38	1.28	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	1.47	1.47	1.15
40	0.8	0.99	1.25	1.61	1.61	1.60
40	1.0	1.23	1.71	2.16	2.16	1.59
40	1.2	1.47	1.86	2.34	2.34	1.59
40	1.5	1.82	2.25	2.74	2.74	1.56
50	1.2	1.84	2.34	3.72	3.72	1.99
50	1.5	2.29	2.85	4.42	4.42	1.97

**Anexo C.3:** Tubo Mecánico Rectangular Galvanizado (DIPAC, 2021).

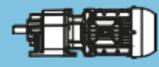


Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X-X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm	i cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15

## Anexo D: Características del motor reductor.

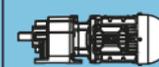
### Anexo D.1: Características del motor de 180W

**$P_N = 0,18 \text{ kW}$**

60 Hz		$n_1 = 1750$		50 Hz		$n_1 = 1450$		$i_{ex}$			
$n_2$	$M_2$	$f_s$	Fr	$n_2$	$M_2$	$f_s$	Fr				
rpm	Nm		kN	rpm	Nm		kN				
716,28	2	12,89	1,5	593,49	3	10,68	1,7	2,44	C00208	8,2	C 56
493,99	3	10,06	1,7	409,30	4	8,33	1,8	3,54	C00211	8,2	
363,74	5	8,20	1,8	301,38	6	6,80	1,9	4,81	C00214	8,2	
285,19	6	8,13	2,0	236,30	7	6,74	2,0	6,14	C00216	8,2	
254,55	7	7,11	2,1	210,91	8	5,89	2,2	6,88	C00217	8,2	
214,11	8	5,60	2,0	177,40	10	4,64	2,1	8,17	C00218	8,2	
196,68	9	5,72	2,2	162,96	11	4,74	2,2	8,90	C00219	8,2	
175,55	10	5,11	2,2	145,45	12	4,23	2,3	9,97	C00220	8,2	
167,88	10	4,39	2,1	139,10	12	3,64	2,1	10,42	C00221	8,2	
144,82	12	4,21	2,3	119,99	14	3,49	2,3	12,08	C00222	8,2	
129,26	13	3,76	2,3	107,10	16	3,12	2,4	13,54	C00223	8,2	
113,43	15	3,30	2,4	93,98	18	2,73	2,4	15,43	C00224	8,2	
101,24	17	2,94	2,4	83,88	20	2,44	2,4	17,29	C00225	8,2	
85,25	20	2,48	2,4	70,63	24	2,05	2,4	20,53	C00226	8,2	
76,09	23	2,21	2,4	63,04	27	1,83	2,4	23,00	C00227	8,2	
66,84	26	1,94	2,4	55,38	31	1,61	2,4	26,18	C00228	8,2	
59,66	29	1,74	2,4	49,43	35	1,44	2,4	29,33	C00229	8,2	
53,21	32	1,55	2,4	44,09	39	1,28	2,3	32,89	C00230	8,2	
47,49	36	1,38	2,4	39,35	44	1,14	2,2	36,85	C00231	8,2	
41,33	42	1,20	2,4	34,25	50	1,00	2,2	42,34	C00232	8,2	
36,89	47	1,07	2,4	30,57	56	0,89	**	47,44	C00233	8,2	

### Anexo D.2: Características de Motor Reductor de 0.25kW.

**$P_N = 0,25 \text{ kW}$**

60 Hz		$n_1 = 1750$		50 Hz		$n_1 = 1450$		$i_{ex}$			
$n_2$	$M_2$	$f_s$	Fr	$n_2$	$M_2$	$f_s$	Fr				
rpm	Nm		kN	rpm	Nm		kN				
716,28	3	9,28	1,6	593,49	4	7,69	1,6	2,44	C00208	8,2	C 56
493,99	5	7,24	1,6	409,30	6	6,00	1,7	3,54	C00211	8,2	
363,74	7	5,90	1,7	301,38	8	4,89	1,8	4,81	C00214	8,2	
285,19	8	5,85	1,9	236,30	10	4,85	1,8	6,14	C00216	8,2	
254,55	9	5,12	1,9	210,91	11	4,24	2,0	6,88	C00217	8,2	
214,11	11	4,03	1,8	177,40	13	3,34	1,8	8,17	C00218	8,2	
196,68	12	4,12	2,0	162,96	15	3,41	2,0	8,90	C00219	8,2	
175,55	14	3,68	2,0	145,45	16	3,05	2,1	9,97	C00220	8,2	
167,88	14	3,16	1,8	139,10	17	2,62	1,8	10,42	C00221	8,2	
144,82	16	3,03	2,0	119,99	20	2,51	2,1	12,08	C00222	8,2	
129,26	18	2,71	2,1	107,10	22	2,24	2,1	13,54	C00223	8,2	
113,43	21	2,38	2,0	93,98	25	1,97	2,0	15,43	C00224	8,2	
101,24	24	2,12	2,1	83,88	28	1,76	2,0	17,29	C00225	8,2	
85,25	28	1,79	2,0	70,63	34	1,48	1,9	20,53	C00226	8,2	
76,09	31	1,59	2,0	63,04	38	1,32	1,9	23,00	C00227	8,2	
66,84	36	1,40	1,9	55,38	43	1,16	1,7	26,18	C00228	8,2	
59,66	40	1,25	1,8	49,43	48	1,04	1,7	29,33	C00229	8,2	
53,21	45	1,11	1,8	44,09	54	0,92	**	32,89	C00230	8,2	
47,49	50	0,99	**	39,35	61	0,82	**	36,85	C00231	8,2	
41,33	58	0,87	**	34,25	70	0,72	**	42,34	C00232	8,2	

Anexo D.3: Factor de Servicio de Motor Reductor WEG CESTARY

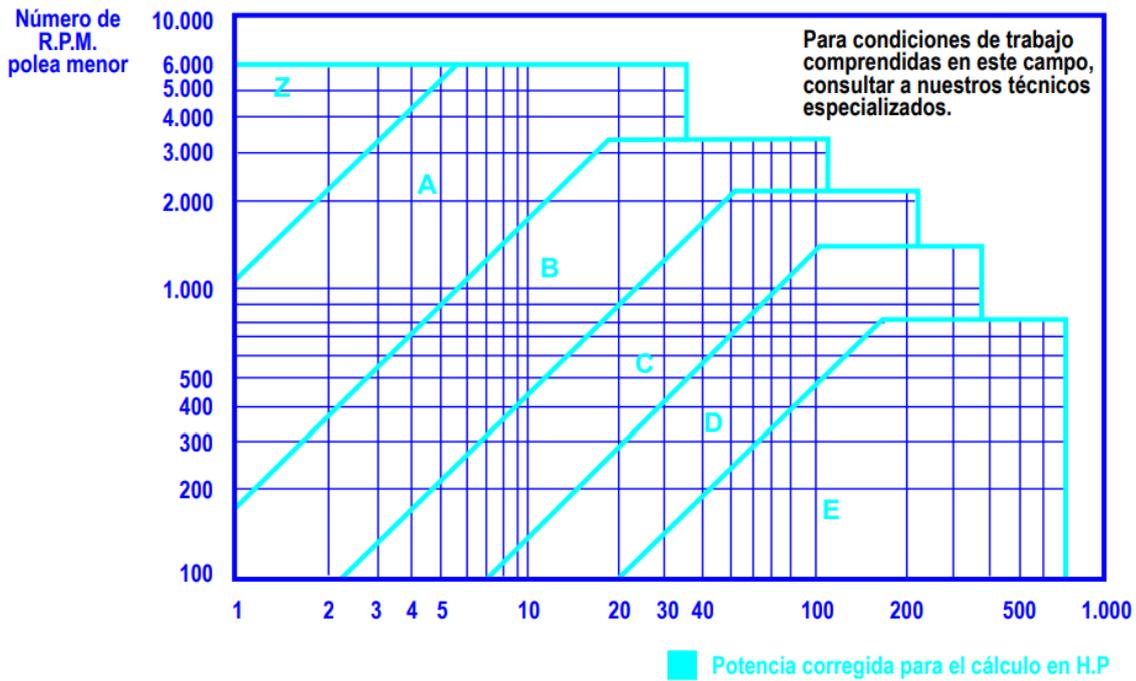
FATOR DE SERVIÇO - F <sub>sa</sub>							
APLICAÇÃO	PERÍODO DE OPERAÇÃO POR DIA			APLICAÇÃO	PERÍODO DE OPERAÇÃO POR DIA		
	< 8h	16h	24h		< 8h	16h	24h
<b>AGITADORES E MISTURADORES</b>				<b>INDÚSTRIA DE CIMENTO</b>			
Líquidos puros	1,00	1,00	1,25	Britador de mandíbulas	2,00	2,00	2,00
Líquidos e sólidos	1,00	1,25	1,50	Moinho rotativo	2,00	2,00	2,00
Líquidos de densidade variável	1,00	1,25	1,50	Moinho de bolas e rolos	2,00	2,00	2,00
<b>BOMBAS</b>				Fornos rotativos	2,00	2,00	2,00
Centrífugas	1,00	1,25	1,50	Separadores	1,50	1,50	1,50
Recíprocas (mono cilindro)	1,50	1,50	1,75	Triturador de rolos	2,00	2,00	2,00
Recíprocas (multi cilindro)	1,25	1,50	1,50	<b>INDÚSTRIA MADEIREIRA</b>			
Rotativas de engrenagem	1,25	1,25	1,50	Alimentadores de plaina	1,25	1,25	1,50
Rotativas de palheta	1,25	1,25	1,50	Máquinas para madeira (geal)	1,25	1,25	1,50
Helicoidais	1,25	1,25	1,50	Serras	1,75	1,75	2,00
<b>COMPRESSORES</b>				<b>INDÚSTRIA DE PAPEL E CELULOSE</b>			
Centrífugos	1,25	1,25	1,50	Batedores	1,75	1,75	2,00
Parafusos	1,50	1,50	1,75	Calandras	1,75	1,75	2,00
Recíprocos - multi cilindros	1,50	1,50	1,75	Descascadores	1,50	1,75	2,00
Recíprocos - mono cilindro	1,75	1,75	2,00	Despoldadores	1,50	1,75	2,00
<b>DRAGAS</b>				Filtros	1,75	1,75	2,00
Bombas	2,00	2,00	2,00	Máquina de papel	2,00	2,00	2,00
Cabeçotes rotativos	2,00	2,00	2,00	Picadores	1,75	1,75	2,00
Guinchos	1,25	1,25	1,50	Prensas	1,75	1,75	1,75
Peneiras	1,75	1,75	2,00	Secadores	1,75	1,75	2,00
Transportadores	1,25	1,50	1,50	<b>INDÚSTRIA METALÚRGICA</b>			
<b>ELEVADORES</b>				Cortadores de chapa de discos rotativos	1,50	1,75	2,00
Elevadores de cargas	1,25	1,25	1,50	Cortadores de chapa de faca	1,50	1,75	2,00
Elevadores de passageiros	#	#	#	Dobradeiras	1,50	1,75	2,00
Escadas rolante	1,25	1,25	1,50	Trefiladeiras	1,25	1,50	1,75
<b>ENERGIA</b>				Rolos tensores	1,50	1,75	2,00
Conversores de frequência	2,00	2,00	2,00	Enrolador de cabos	1,25	1,50	1,50
Geradores hidráulicos (baixa rotação)	1,75	1,75	1,75	Laminadores	1,50	1,50	1,50
Turbinas hidráulicas	#	#	#	Serras	1,00	1,25	1,50
<b>EXTRUSORAS</b>				Bobinadeiras e Desbobinadeira	1,50	1,50	1,75
Plástico	1,50	1,50	1,50	Mesa transportadora	2,00	2,00	2,00
Borracha	1,75	1,75	1,75	Tesouras	2,00	2,00	2,00
Cereal	2,00	2,00	2,00	<b>MINERAÇÃO</b>			
<b>INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA</b>				Acionamentos de giro	1,50	1,50	1,75
Centrífugas	1,75	1,75	2,00	Escavadores	#	#	#
Cortadores	1,25	1,25	1,50	Trituradores	1,75	1,75	2,00
Cozinhadores de cereais	1,25	1,25	1,50	Vibradores	1,75	1,75	2,00
Dessolventizador Tostador (DT)	2,00	2,00	2,00	<b>MOINHOS E TAMBORES ROTATIVOS</b>			
Misturadores	1,25	1,25	1,50	Moinho de bolas e rolos	2,00	2,00	2,00
Moinhos e Trituradores	1,50	1,50	1,75	Moinho de martelo	2,00	2,00	2,00
Prensas	2,00	2,00	2,00	Moinho de carvão	1,50	1,50	1,75
Secadores rotativos	1,25	1,25	1,50	Secadores	1,50	1,50	1,75
				Resfriadores	1,50	1,50	1,75

## Anexo E: Parámetros para el cálculo de Correas y Poleas de transmisión Industrial.

### Anexo E.1: Coeficiente de Corrección de la Potencia.

Tabla Nº 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

**Anexo E.2:** Diagrama para la elección de la sección de la correa.



**Anexo E.3:** Diámetro Primitivo de las poleas.

Tabla N° 1						
∅ mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	•				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••	•			
118		•	•			
125	••	••	•			
132		•	•			
140	•	••	••			
150	•	•	•			
160	••	••	••			
170			•			
180	•	••	••	•		
200	••	••	••	••		
212			•			
224	•	•	•	••		
236				•		
250	•	••	••	••		
265			•			
280		•	•	••		
300		•	•	•		

Tabla N° 1						
∅ mm	Z	A	B	C	D	E
315		••	••	••		
355		•	•	•	••	
375			•	•	•	
400		••	••	••	••	
425					•	
450		•	•	•	••	
475					•	
500		••	••	••	••	••
530						•
560		•	•	•	•	••
600			•	•	•	•
630		••	••	••	••	••
670						•
710		•	•	•	•	••
750			•	•	•	
800			••	••	••	••
900			•	•	•	•
1000			••	••	••	••
1060					•	
1120				•	•	•
1250				••	••	••
1400				•	•	•
1500					•	•
1600				••	••	••
1800					•	•
1900						•
2000					••	••
2240						•
2500						••
3000						••

**Anexo E.4:** Factor de Corrección en Función de la longitud de la Correa.

Tabla Nº 4		Sección de la correa					
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E	
16	0.80	-	-	-	-	-	
24	0.83	-	-	-	-	-	
26	0.84	0.81	-	-	-	-	
31	0.89	0.84	-	-	-	-	
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-	
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-	
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-	
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-	
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-	
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-	
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-	
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-	
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-	
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-	
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-	
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-	
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-	
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-	
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-	
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-	
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-	
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-	
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-	
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-	
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-	
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-	
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91	
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92	
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94	
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96	
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99	
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01	
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03	
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05	
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07	
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09	
480	-	-	-	-	1.16	1.12	
540	-	-	-	-	1.18	1.14	
600	-	-	-	-	1.20	1.17	
660	-	-	-	-	1.23	1.19	

**Anexo E.5:** Factor de Corrección en Función del arco de contacto.

Tabla N° 5	Factor de corrección	
	Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73
96°	0.72	0.72
94°	0.71	0.71
92°	0.70	0.70
90°	0.69	0.69

## Anexo F: Parámetros para el diseño del eje motriz.

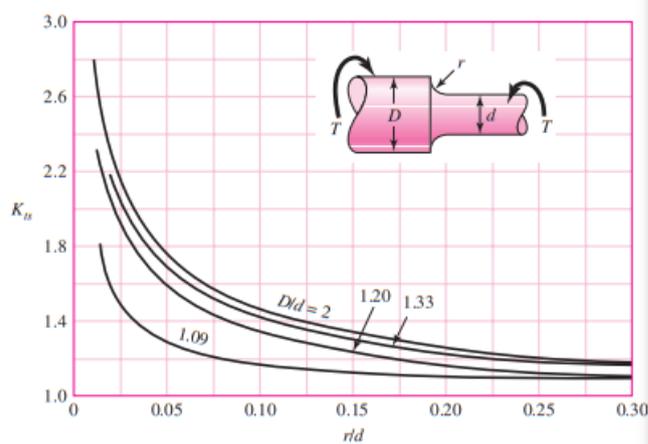
### Anexo F.1: Características mecánicas del acero SAE 1045.

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO			
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm			
Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

### Anexo F.2: Graficas de factores teóricos de concentración de esfuerzos Kt (Budynas & Nisbett, 2008)-

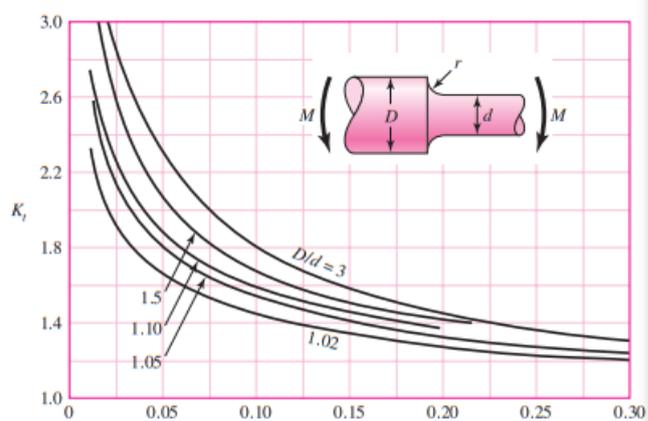
**Figura A-15-8**

Eje redondo con filete en el hombro en torsión.  $\tau_0 = Tc/J$ , donde  $c = d/2$  y  $J = \pi d^4/32$ .



**Figura A-15-9**

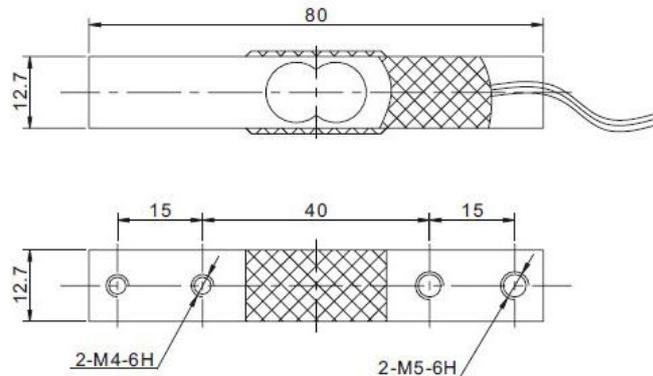
Eje redondo con filete en el hombro en flexión.  $\sigma_0 = Mc/I$ , donde  $c = d/2$  y  $I = \pi d^4/64$ .



## Anexo G: Características de los sensores para el control

### Anexo G.1: Hoja de datos de la galga de extensiométrica

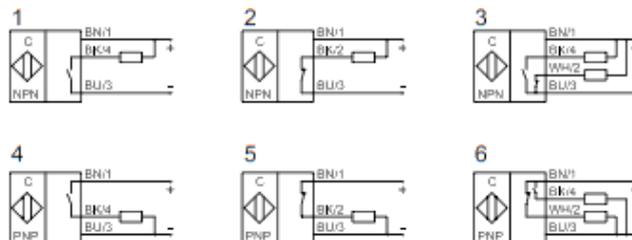
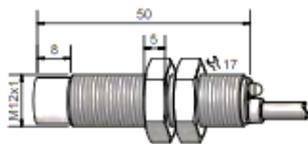
Application		Kitchen scale
Model		YZC-133
Capacity	Kg	1, 2, 3, 5, 10, 20
Rated output	mV/V	1.0±0.15
Nlinearity	%	0.05
Repeatability	%	0.03
Hysteresis	%	0.03
Creep(5min)	%	0.1
Temperature effect on sensitivity	%RO/°C	0.003
Temperature effect on zero	%RO/°C	0.02
Zero balance	%RO	±0.1
Input resistance	Ω	1066±20
Output resistance	Ω	1000±20
Insulation resistance	MΩ (50V)	2000
Recommended excitation voltage	V	5V
Compensated temperature range	°C	-10~+50
Operating temperature range	°C	-20~+65
Safe overload	%RO	120
Ultimate overload	%RO	150
Load cell material		Aluminium
Connecting cable		Ø 0.8X180mm
Method of connecting wire		red input(+) black input(-) green output(+) white output(-)



## Anexo G.2: Características del Sensor Capacitivo

<b>Características técnicas</b>	Montaje no enrasado
Distancia de conmutación $S_n$	4 mm
Distancia de conmutación ajustable (mín. / máx.)	0,5...10 mm
Versión eléctrico	4 hilos CC
Salida	Antivalente
<b>Modelo NPN</b>	
No. art.	
Esquema de conexión No.	
<b>Modelo PNP</b>	<b>KAS-80-A22-A-K-PTFE</b>
No. art.	<b>800 745</b>
Esquema de conexión No.	6
Tensión de servicio ( $U_b$ )	10...35 V CC
Intensidad máx de salida ( $I_o$ )	2 x 250 mA
Caída de tensión máx. ( $U_o$ )	$\leq 2,0$ V
Ondulación residual máx. permisible	10 %
Corriente en vacío ( $I_o$ )	Tip. 15 mA
Frecuencia máx. de conmutación	50 Hz
Temperatura ambiente permisible	-25...+70 °C
LED indicador	Verde / amarillo
Círculo de protección	Incorporado
Tipo de protección según IEC 60529	IP 67*
Norma	EN 60947-5-2
Cable de conexión	2 m, PUR, 4 x 0,14 mm <sup>2</sup>
Material de carcasa	PTFE (FDA 21 CFR 177.1550)
Superficie activa	PTFE (FDA 21 CFR 177.1550)
Tapa	PA/ PPO
Optimizado al medio	Si
<b>Accesorios</b> (es incluido en la entrega)	2 pieza tuerca M 12

\* Con potenciómetro sellado

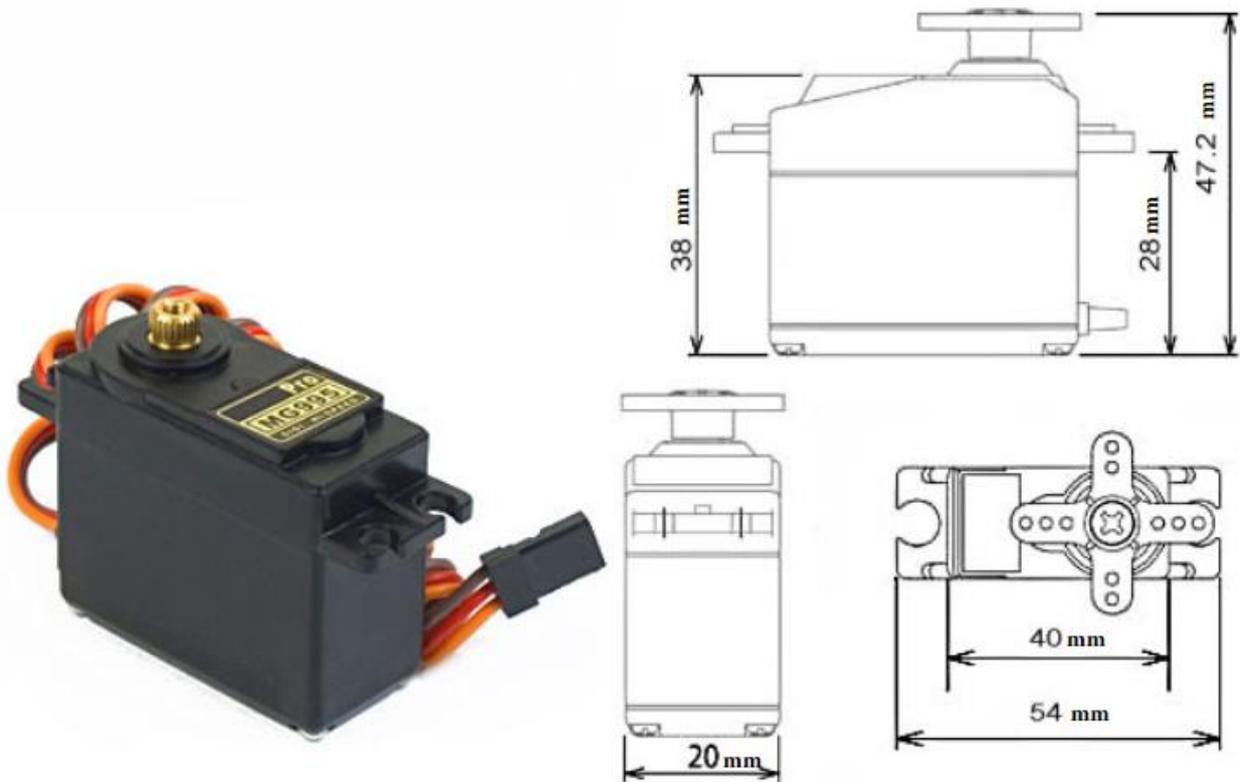


Made in Germany

### Anexo G.3: Características del Servomotor

#### Specifications

- Weight: 55 g
- Dimension: 40.7 x 19.7 x 42.9 mm approx.
- Stall torque: 8.5 kgf·cm (4.8 V), 10 kgf·cm (6 V)
- Rotation Angle: 120deg. (+- 60 from center)
- Operating speed: 0.2 s/60° (4.8 V), 0.16 s/60° (6 V)
- Operating voltage: 4.8 V to 7.2 V
- Dead band width: 5  $\mu$ s
- Stable and shock proof double ball bearing design
- Metal Gears for longer life
- Temperature range: 0 °C – 55 °C



Anexo H: Planos de Maquina

Anexo I: Planos del circuito de control

