

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA CLASIFICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN
AUTOMÁTICA DE PAQUETES ORIENTADA AL SECTOR LOGÍSTICO**

ROBERT DAVID PASTRANA ROMERO

CARLOS ALFONSO SOTO VARELA

Proyecto de grado para optar por el título de:

INGENIERO MECÁNICO

Orientador

Wilmar Martínez Urrutia

Ingeniero Electrónico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTA, D.C.

2022

NOTA DE ACEPTACIÓN

Nombre
Firma del Director

Nombre
Firma del Presidente Jurado

Nombre
Firma del Jurado

Nombre
Firma del Jurado

Bogotá, D.C., Febrero de 2022

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. MARIO POSADA GARCÍA PEÑA

Consejero Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA PEÑA

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. ALEXANDRA MEJÍA GUZMÁN

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARANDA CASTRO

Secretario General

Dr. JOSÉ LUIS MACIAS RODRÍGUEZ

Decana de la Facultad de Ingenierías

Dra. NALINY PATRICIA GUERRA PRIETO

Director de Programa

Ing. MARÍA ANGÉLICA ACOSTA PÉREZ

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo principalmente a mi familia, a mis papás Luis Pastrana y Deley Romero por todo el esfuerzo y apoyo en toda mi carrera, a mis hermanas Natalia y Gisel por estar siempre presentes para mí, y a todas las personas que me han acompañado durante todo este proceso de crecimiento personal y profesional.

Robert David Pastrana Romero.

Quiero dedicar este trabajo a Dios y a toda mi familia; a mi madre Laura Varela, mi padre Jose Soto y a mis hermanos Pedro y Laura que, con su apoyo, palabras y mucha dedicación me ayudaron a crecer personal y profesionalmente en esta etapa de mi vida. Asimismo, quiero agradecer a todas las personas que estuvieron en este proceso guiándome, orientándome y brindándome sus conocimientos para cumplir mis objetivos.

Carlos Alfonso Soto Varela.

AGRADECIMIENTOS

Agradecerle principalmente a Dios, a mis padres y mis hermanas por tener voces de aliento no solo durante el desarrollo de este proyecto sino durante toda mi carrera profesional. Agradecerles a los profesores por su formación profesional, principalmente al profesor Wilmar Urrutia que ha sido participe y pieza clave para la realización de todo este proyecto, al profesor Diego Avendaño por su mentoría y conocimientos. También a mi hermana Gisel por compartir sus conocimientos en este trabajo, a Nico Sanches por toda la ayuda que me brindo, a mis amigos por apoyarme en lograr mis objetivos y a Kami por estar presente en tantos momentos apoyándome y creyendo en mi durante todo el tiempo.

Robert David Pastrana Romero.

Quiero agradecer a Dios por guiarme y darme la sabiduría necesaria para afrontar cada una de las situaciones adversas y victoriosas vividas en esta etapa de mi vida. También, quiero agradecer a mis padres Laura Varela y Jose Soto que me inculcaron desde la infancia que la constancia y el esfuerzo dan sus frutos, dando un gran ejemplo de vida hacia mí. A mi abuelita Ines y mis hermanos Pedro y Laura por la motivación y consejos en los momentos en los que más lo necesite. Finalmente, quiero agradecer a nuestro director de tesis Wilmar Urrutia, a nuestros profesores Diego Avendaño y Carlos Álvarez por brindarnos sus conocimiento, guía profesional y apoyo incondicional en toda nuestra carrera universitaria.

Carlos Alfonso Soto Varela.

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	15
1.1 Resumen	15
1.2 Introducción	15
1.3 Planteamiento del problema	16
1.4 Justificación	17
1.5 Objetivos	18
1.5.1 <i>Objetivos General</i>	18
1.5.2 <i>Objetivos Específicos</i>	18
1.6 Alcances y delimitaciones	18
2. MARCO REFERENCIAL	20
2.1 Antecedentes	20
2.2 Marco Teórico	23
3. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE CLASIFICACIÓN EXISTENTES PARA LOS PARÁMETROS ESTABLECIDOS	26
3.1 Transportador	26
3.2 Mecanismos de distribución	26
3.3 Sistema de Clasificación	29
4. DEFINICIÓN DE LOS SISTEMAS Y MECANISMOS	32
4.1 Banda Transportadora	32
4.2 Brazo oscilante	32
4.3 Sensores de escaneo código de barras 1D	33
5. DISEÑO DE LA MAQUINA DE CLASIFICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN	36
5.1 Diseño banda transportadora	36
5.1.1 <i>Cálculos del transportador.</i>	36
5.1.2 <i>Brazo Oscilante</i>	84
5.1.3 <i>Diseño estructural</i>	86
5.2. Automatización	110
5.2.1 <i>Sistema de identificación</i>	110
5.2.2 <i>Sistema de control automático</i>	119
6. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	130
6.1 Manual de operación.	130

6.2	Manual de mantenimiento	134
7.	ANALISIS FINANCIERO	136
7.1	Costos de ingeniería de diseño	136
7.2	Costos de fabricación de la maquina	137
7.3	Costo total de diseño y fabricación	138
8.	CONCLUSIONES	139
	BIBLIOGRAFÍA	141
	ANEXOS	144

TABLA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. <i>Acciones de innovación en logística</i>	17
Figura 2. <i>Términos de referencia para marco teórico</i>	23
Figura 3. <i>Análisis Matriz DOFA brazo oscilante</i>	28
Figura 4. <i>Análisis DOFA sistema de clasificación</i>	31
Figura 5. <i>Vista 3D de brazo oscilante marca HYTROL</i>	33
Figura 6. (a) <i>Código de barras ID 128-</i> (b) <i>Código de barras EAN-13</i>	34
Figura 7. <i>Diagrama caja negra.</i>	36
Figura 8. <i>Motorreductor</i>	43
Figura 9. <i>Ancho de transportador</i>	44
Figura 10. <i>Diagrama de tensiones</i>	44
Figura 11. <i>Tensiones en la polea motriz.</i>	46
Figura 12. <i>Propiedades del Acero SAE 1045.</i>	50
Figura 13. <i>Concentradores de esfuerzos chavetero</i>	55
Figura 14. <i>Diagrama de cuerpo libre eje motriz</i>	56
Figura 15. <i>D.C.L planos XZ y XY</i>	56
Figura 16. <i>Diagramas eje motriz</i>	57
Figura 17. <i>Cargas dinámicas para rodamientos</i>	61
Figura 18. <i>Tensiones en la polea conducida</i>	64
Figura 19. <i>Propiedades del Acero SAE 1045.</i>	67
Figura 20. <i>Concentradores de esfuerzos chavetero</i>	69
Figura 21. <i>Diagrama de cuerpo libre eje Conducido</i>	70
Figura 22. <i>D.C.L eje conducido planos XZ y XY</i>	70
Figura 23. <i>Diagramas eje conducido</i>	71
Figura 24. <i>Tensiones en la polea de quiebre.</i>	72
Figura 25. <i>Diagrama de cuerpo libre eje de quiebre</i>	77
Figura 26. <i>D.C.L eje conducido planos XZ y XY</i>	78
Figura 27. <i>Rodamiento de bolas rígido</i>	81
Figura 28. <i>Cálculo de carga dinámica equivalente</i>	83
Figura 29. <i>Diagrama Cuerpo Libre Perfil C EngiLab</i>	88
Figura 30. <i>Diagrama Deformación -Flector-Cortante EngiLab.</i>	88

Figura 31. <i>Momentos de inercia perfil C</i>	89
Figura 32. <i>Centros de Gravedad perfil C</i>	90
Figura 33. <i>Plano del perfil para toma de datos</i>	90
Figura 34. <i>Plano diagrama de cuerpo libre viga</i>	91
Figura 35. <i>Momento de fijación para cargas puntuales</i>	93
Figura 36. <i>Simulación del programa SAP2000</i>	95
Figura 37. <i>Análisis estructural apoyo A en software SAP2000</i>	95
Figura 38. <i>Análisis estructural apoyo B en software SAP2000</i>	96
Figura 39. <i>Análisis estructural apoyo C en software SAP2000</i>	97
Figura 40. <i>Gráfica de momento de la viga</i>	97
Figura 41. <i>Análisis estructural del desplazamiento</i>	98
Figura 42. <i>Análisis estructural de la tensión de Von Misses</i>	98
Figura 43. <i>Secciones del perfil C</i>	99
Figura 44. <i>CAD brazo oscilante</i>	107
Figura 45. <i>Desplazamiento estructura brazos oscilantes</i>	108
Figura 46. <i>Esfuerzo de Von Mises estructura brazos oscilantes</i>	109
Figura 47. <i>Ejemplo código de barras UPC-A</i>	110
Figura 48. <i>Demostración sensor In-Sight 5705 lectura códigos de barras</i>	111
Figura 49. <i>Software implementado para hacer la simulación</i>	113
Figura 50. <i>Lectura y la respuesta del lector aprobado para un código UPC-A</i>	114
Figura 51. <i>Lectura y la respuesta del lector rechazado para un código UPC-A</i>	114
Figura 52. <i>Lectura de un tipo de patrón 2D rechazado por el lector</i>	115
Figura 53. <i>Lectura de un patrón de etiqueta incompleta respuesta de rechazo</i>	116
Figura 54. <i>Lectura de código UPC-A aprobada por el sensor In-Sight 5705</i>	117
Figura 55. <i>Decodificación del patrón UPC-A del equipo in-sight 5705</i>	118
Figura 56. <i>Muestra del patrón y resultado de la simulación</i>	119
Figura 57. <i>Ventana de usuario programa LabVIEW</i>	120
Figura 58. <i>Primera parte de la programación</i>	120
Figura 59. <i>Controlador CompactDAQ</i>	123
Figura 60. <i>Módulo de Salida de Relé de la Serie C</i>	124
Figura 61. <i>Machine Vision on CompactRIO and Single-Board RIO</i>	125
Figura 62. <i>Simulación montaje FluidSim</i>	127
Figura 63. <i>Simulación montaje neumático FluidSim</i>	128

Figura 64. <i>Configuración del módulo mediante compuertas lógicas</i>	128
Figura 65. <i>Diagrama ilustrativo tipo de conexión.</i>	129
Figura 66. <i>Plano conexión motor trifásico</i>	130
Figura 67. <i>Tablero de mando para control de transportador</i>	131
Figura 68. <i>Render banda transportadora montaje</i>	131
Figura 69. <i>Render banda transportadora y brazos oscilantes</i>	132
Figura 70. <i>Orientación del código de barras</i>	133
Figura 71. <i>Potencia del motor reductor</i>	145
Figura 72. <i>Dimensiones de los chaveteros</i>	146
Figura 73. <i>Rodamiento de la polea motriz</i>	147
Figura 74. <i>Manzana de ajuste cónico y buje</i>	148
Figura 75. <i>Instalación del brazo oscilante</i>	149
Figura 76. <i>Operación eléctrica del brazo oscilante</i>	150
Figura 77. <i>Especificaciones del brazo oscilante</i>	151
Figura 78. <i>Mantenimiento preventivo del brazo oscilante</i>	152
Figura 79. <i>Problemas, causas y sus soluciones</i>	153
Figura 80. <i>Plano del brazo oscilante</i>	154
Figura 81. <i>Plano del brazo oscilante</i>	155
Figura 82. <i>Plano del perfil en C</i>	156
Figura 83. <i>Ficha técnica de IN-SIGHT 5705</i>	157
Figura 84. <i>Programación en LabView</i>	158
Figura 85. <i>Diagrama de flujo de lectura del código de barras</i>	159
Figura 86. <i>Ficha técnica del sensor fotoeléctrico</i>	160
Figura 87. <i>Especificaciones del motor reductor</i>	161
Figura 88. <i>Sistemas de distribución del mercado</i>	162

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. <i>Método scoring para selección de sistema de distribución</i>	27
Tabla 2. <i>Método scoring de selección de tipo de clasificación según parámetros</i>	29
Tabla 3. <i>Datos de entrada</i>	37
Tabla 4. <i>Factor de tracción de carga.</i>	38
Tabla 5. <i>Ancho de transportador y de banda</i>	39
Tabla 6. <i>Factor de tensión de la banda</i>	39
Tabla 7. <i>Factor de tracción del componente.</i>	40
Tabla 8. <i>Descripción de la cama deslizante según su tipo</i>	40
Tabla 9. <i>Selección del factor de servicio.</i>	42
Tabla 10. <i>Especificaciones de la polea</i>	45
Tabla 11. <i>Selección del diámetro del eje</i>	47
Tabla 12. <i>Verificar el PIW</i>	47
Tabla 13. <i>Diametro admisible entre los valores de la polea 8 in</i>	48
Tabla 14. <i>Selección ecuación de A.</i>	48
Tabla 15. <i>Calculo del factor de tamaño</i>	51
Tabla 16. <i>Factor de concentración de esfuerzo de fatiga.</i>	51
Tabla 17. <i>Factor K.</i>	52
Tabla 18. <i>Cálculo del factor de tamaño.</i>	53
Tabla 19. <i>Factor de concentración de esfuerzo de fatiga.</i>	54
Tabla 20. <i>Tipo de máquina y sus horas de funcionamiento</i>	58
Tabla 21. <i>Factor para rodamientos en una sola dirección</i>	61
Tabla 22. <i>Selección del diámetro del eje</i>	64
Tabla 23. <i>Verificar el PIW</i>	65
Tabla 24. <i>Diámetro de eje valido para la polea</i>	65
Tabla 25. <i>Seleccionar la ecuación de A</i>	66
Tabla 26. <i>Factor de tamaño</i>	68
Tabla 27. <i>Factor de concentración de esfuerzo de fatiga</i>	68
Tabla 28. <i>Selección del diámetro del eje</i>	72
Tabla 29. <i>Para verificar el PIW</i>	73
Tabla 30. <i>Diámetro de polea según eje escogido</i>	73

Tabla 31. <i>Seleccionar la ecuación de A</i>	74
Tabla 32. <i>Propiedades del Acero SAE 1045</i>	75
Tabla 33. <i>Factor de tamaño</i>	76
Tabla 34. <i>Factor de concentración de esfuerzo de fatiga</i>	77
Tabla 35. <i>Relación el tipo de máquina y sus horas de funcionamiento</i>	78
Tabla 36. <i>Rodamientos de bolas rígido</i>	82
Tabla 37. <i>Factor de tolerancia rodamientos</i>	82
Tabla 38. <i>Catálogo de Panelco para aceros planos</i>	87
Tabla 39. <i>Peso de elementos que conforman el diseño</i>	87
Tabla 40. <i>Tabla de iteraciones para cada sección</i>	94
Tabla 41. <i>Hallar la inercia del perfil</i>	99
Tabla 42. <i>Tabla de propiedades físicas de materiales del Instituto Nickel</i>	101
Tabla 43. <i>Catálogo de tubos cuadrados de Colmena</i>	102
Tabla 44. <i>Manual de perfiles metálicos Ahmsa</i>	103
Tabla 45. <i>Código UPC-A de 12 dígitos e información contenida</i>	117
Tabla 46. <i>Tabla caracteres del código ASCII</i>	121
Tabla 47. <i>Inspecciones a realizar</i>	134
Tabla 48. <i>Falla y actividades de los elementos de la máquina</i>	135
Tabla 49. <i>Costos de ingeniería de diseño</i>	136
Tabla 50. <i>Costos de fabricación.</i>	137
Tabla 51. <i>Costos de materiales</i>	137
Tabla 52. <i>Costos totales de la máquina.</i>	138

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo 1. Motor reductor	145
Anexo 2. Dimensiones de chavetas y chaveteros	146
Anexo 3. Información rodamiento motriz	147
Anexo 4. Manzana de acople cónico y chumacera eje conductor	148
Anexo 5. Proceso de instalación del brazo oscilante.	149
Anexo 6. Operación eléctrica del brazo oscilante.	150
Anexo 7. Especificaciones del brazo oscilante	151
Anexo 8. Mantenimiento preventivo del brazo oscilante	152
Anexo 9. Problemas a resolver	153
Anexo 10. Plano brazo oscilante	154
Anexo 11. Plano brazo oscilante	155
Anexo 12. Plano de proceso perfil c	156
Anexo 13. Ficha técnica sistemas de visión in-sight 5705	157
Anexo 14. Programación labview	158
Anexo 15. Diagrama de flujo programación	159
Anexo 16. Ficha técnica sensor fotoeléctrico.	160
Anexo 17. Placa de especificaciones de un motorreductor el cual trabaja a 220v.	161
Anexo 18. Sistemas de distribución	162

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

1.1 Resumen

Para llevar a cabo el proyecto de diseñar una máquina automatizada, para clasificación y distribución de paquetes orientada al sector logístico, la cual tiene el fin brindar una herramienta de competitividad y automatización a las pymes dedicadas al servicio de mensajería o logística, se desarrolló un trabajo teórico en el cual incluye: cálculos correspondientes para el diseño de una banda transportadora con sus componentes mecánicos y cálculos pertinentes para la selección de las partes que actúan en el funcionamiento del mismo, el diseño del chasis y perfil que soportara los esfuerzos sobre el transportador mediante métodos estáticos y análisis estructurales. En base a estos diseños y a la búsqueda de tener un proceso automatizado, se elabora la simulación pertinente de lecturas de códigos de barras según el tipo de sensor que se utilizó, además de mencionar la decodificación de patrones y seleccionar el sensor adecuado para la actividad a realizar, seguidamente la programación y equipos para poder llevarla a cabo según los parámetros de diseño y equipos utilizados para que la maquina cumpliera con el objetivo principal del trabajo, junto con estas actividades se hizo uso de diferentes software con el fin de involucrar una simulación de algunos de estos procesos, además de planos correspondientes al diseño del transportador y demás mecanismos que intervienen en el correcto funcionamiento de la máquina.

Palabras clave: Sector logístico, clasificación, distribución, automatización, banda transportadora, programación

1.2 Introducción

El siguiente trabajo de investigación se realiza debido a la necesidad que tienen las medianas y pequeñas empresas que se dedican al sector logístico, de optimizar y evolucionar sus procesos con el fin de ser más competitivas y que logren posicionarse en un mercado controlado por grandes industrias globalizadas y con mayor músculo financiero; además, de contribuir con la industria colombiana a tener cada vez más procesos automatizados.

La industria mundial está en constante transformación hacia mejores métodos de producción, innovación en el control de planta, incursionando en la industria 4.0, etc. Por tal razón, se busca diseñar una herramienta que fortalezca la mediana y pequeña empresa junto con el sector logístico nacional.

La problemática que se presenta en este sector, es seguir utilizando recurso humano en ciertas partes del proceso de distribución, esto afecta principalmente en los tiempos de entrega de paquetes y la vulnerabilidad de cometer errores tanto humanos como de operación, siendo esto un foco de la generación de reprocesos, demora en actividad y reducción de tiempo efectivo de trabajo.

De modo que, una máquina que apoye el sector logístico o envíos, un poco más económica a las que se encuentran en el mercado y que tenga altos estándares de efectividad y calidad, genera crecimiento, evolución industrial, oportunidad de expansión y competitividad para un sector mediano y pequeño de empresas, generando un aporte a la actividad industrial y económica del país.

1.3 Planteamiento del problema

Actualmente las compañías están en búsqueda de hacer llegar sus productos a más lugares, en mayor cuantía y velocidad, para mejorar el posicionamiento de su marca, con el fin de conseguir la evolución de la empresa, su control de calidad, mejores procesos logísticos, etc. Que conlleven a la empresa junto con sus productos a más lugares y más personas.

De acuerdo con lo anterior, algunas de las industrias pequeñas, medianas, así como también grandes empresas en Colombia llevan a cabo estos procesos logísticos, mediante alternativas manuales que ralentizan y generan contratiempos en sus tiempos de entrega, no sólo en pequeña escala, sino también en lo que se refiere a producción masiva.

Por lo tanto, los procesos logísticos que realizan las empresas de envíos o en su defecto aquellas empresas que distribuyen y clasifican sus productos, consisten en el control y organización que tiene la compañía sobre estos mismos, sin embargo los artículos en su mayoría tienen diferentes características como por ejemplo el peso, la altura, el grosor o en su defecto su destino no es el mismo, precisamente por el control de estas variables, por lo tanto, los procesos de clasificación son de vital importancia dentro de la compañía. Teniendo en cuenta lo anterior, para mejorar el proceso de clasificación, la máquina automatizada propuesta llevaría a cabo esta actividad más rápido, tiempos de entrega y un inicio en la incursión tecnológica de estas medianas y pequeñas empresas para un mercado globalizado. Por consiguiente, se realiza la siguiente

pregunta de ingeniería ¿Es posible diseñar una maquina orientada al sector logístico para la clasificación y distribución automática de 600 paquetes/hora?

1.4 Justificación

Este proyecto se realiza con el fin de brindar una herramienta de apoyo a la industria nacional en sus procesos de distribución a bajo costo, toda vez que, existe falta de infraestructura y tecnología que evite demasiados procesos manuales que ralentizan la producción logística de la empresa. Teniendo esto en cuenta, la búsqueda y transición de la automatización de procesos logísticos es de vital importancia para todo el sector comercial nacional, por tal motivo la implementación de una máquina automática dotada de mecanismos para distribución y clasificación, mejorará la industria de medianas y pequeñas empresas de la región.

En Colombia el Departamento Nacional de Planeación llevó a cabo una encuesta llamada Encuesta Nacional de Logística en el año 2018 con el objetivo de analizar el desempeño y la calidad de los servicios logísticos de las empresas del país[1], mostrados en la Figura 1

Figura 1.

Acciones de innovación en logística



Nota. Porcentaje de la innovación en Colombia. Tomado de: Informe de resultados de la Encuesta Nacional de Logística 2018, pág. 89, [en línea]. Disponible, [Informe de resultados Encuesta Nacional Logistica 2018.pdf \(mintransporte.gov.co\)](https://mintransporte.gov.co/informe-de-resultados-encuesta-nacional-logistica-2018.pdf)

En razón a los resultados entregados la implementación de la maquina a diseñar apuntaría directamente a “hacer más eficiente sus operaciones logísticas” siendo este ítem de los más desarrollados durante los últimos años en el país, aportándole entonces otra alternativa a las pymes para seguir creciendo en este sector industrial.

Existen centros logísticos de gran capacidad con la tecnología necesaria para realizar el envío, distribución y entrega de mercancía, como lo son Servientrega, TCC, Envía etc. Sin embargo, para las pymes es un proceso que conlleva esfuerzos presupuestales debido al costo de la operación por parte de los proveedores de servicios logísticos ya que según el portal web Enter.co [2], “para empresas pequeñas y personas particulares es imposible conseguir los descuentos que obtienen las compañías grandes por volumen y poder de negociación”.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivos General

Diseñar una máquina para la clasificación y distribución automática de paquetes orientada al sector logístico.

1.5.2 Objetivos Específicos

- Evaluar las alternativas de clasificación existentes para los parámetros establecidos.
- Definir los sistemas y mecanismos adecuados para realizar la clasificación y distribución de acuerdo a los criterios del proyecto.
- Realizar el diseño de la máquina de clasificación que permita la distribución de 600 paquetes/hora
- Elaborar manuales de operación y mantenimiento de la máquina.
- Determinar el análisis presupuestal del desarrollo de la máquina.

1.6 Alcances y delimitaciones

Este proyecto consiste en la clasificación y distribución de paquetes, es importante hacer hincapié, en varios aspectos importantes que se deben tener en cuenta, con el fin de reducir el error y que permiten llevar a cabo con éxito el proceso. En primer lugar, se debe aclarar que los artículos que ingresen en la máquina, deben incluir en su superficie exterior una etiqueta que puede ser de color o código de barras, ya que este adhesivo será el escaneado por el sensor e iniciara con el

procedimiento de la máquina, por el contrario, si se omite la existencia de la etiqueta, no se clasificara ni distribuirá correctamente. También es importante recalcar la localización de la etiqueta, estableciendo una vista determinada del paquete, que, para el diseño de esta máquina, deberá estar ubicada en la parte superior.

En segundo lugar, es de vital importancia establecer los parámetros de los paquetes que clasificara la máquina, las cajas tendrán las siguientes características: Las dimensiones serán máximo de 30cmx30cmx30cm, y el peso máximo de las cajas será de 1 Kg, por último, que su superficie sea plana para que no afecte la lectura que realiza el sensor. Estas especificaciones se establecen por el producto que se va a transportar, en este caso, se direcciona hacia la industria farmacéutica, para productos que no tienen pesos elevados y sus cajas no son de grandes tamaños. Afianzando así la fiabilidad de la máquina y garantizando las condiciones de operación de la banda transportadora, como tiempos de recorrido, velocidad, cantidad de paquetes sobre la misma y demás condiciones.

En tercer lugar, se debe tener en cuenta que no todos los colores ni etiquetas serán clasificados, se tendrán 5 colores especificados mediante su frecuencia y refracción de la luz o el uso de códigos de barras para el testeo. Cumpliendo así con la capacidad de 600 paquetes/hora clasificados y distribuidos por la máquina.

Como último ítem es importante aclarar que el diseño de la banda transportadora abarcara desde el punto donde se ubicara el sensor o punto de visión artificial, hasta el lugar donde se realiza la distribución, precisándose para tener un control sobre los paquetes ubicados sobre esta misma, así como otras variables que serán importantes en su diseño.

2. MARCO REFERENCIAL

2.1 Antecedentes

En esta sección del documento se hablará inicialmente de trabajos y artículos técnicos acerca de tecnología, avances que se han hecho en modelados e implementación de sistemas automatizados, luego se explicara el posicionamiento nacional en logística y su optimización de procesos, por último, una entrada y visión de Colombia a nivel tecnológico y los procesos que se llevan a cabo en el país.

En continuación con lo anterior, los artículos técnicos sobre la industria a nivel nacional y mundial que busca la transición de procesos manuales a procesos automatizados, con el fin de agilizar y mejorar la producción en diferentes sectores, la ingeniería ha encontrado maneras de realizar estos procesos mediante la evolución de la industria 4.0. Las pequeñas y medianas empresas que no tienen capacidad económica ni infraestructura para realizar esta transición en gran magnitud, buscan mecanismos y alternativas escalonadas para llevar a cabo procesos automáticos. [3]

En el artículo “Modelling city logistics using recent innovative technologies” de Eiichi Taniguchia [4] el cual habla sobre innovación en el sector logístico y en el cual propone modelos de enrutamiento de vehículos como solución a procesos de transporte de mercancía, haciendo hincapié en ITS (sistemas de transporte inteligente) TIC (tecnología de la información y la comunicación) IoT (internet de las cosas) e IA (inteligencia artificial).

Según F. García-Luna A. Morales-Díaz del centro de Investigación y de Estudios Avanzados del Instituto Politécnico Nacional Unidad Saltillo, en su artículo “Towards an artificial vision-robotic system for tomato identification” [5] hacen uso de sensores fotoeléctricos que detentan frecuencias de colores, es decir, sensores RGB que tienen altas eficiencias incluso en distancias largas, localizando el artículo y el color en una imagen determinada, teniendo en cuenta los costos no tan elevados del sensor.

En el artículo “Máquina clasificadora de frutas y hortalizas portátil” de [López, Julián](#); [Sánchez, Alfredo](#); [Rodríguez, Francisco](#); [Amate, Liberto](#); [Guzmán, José Luis](#); realizan la clasificación en función del peso, calibre y color, para su utilización en la clasificación de

pequeños volúmenes de productos; esta máquina se caracteriza por tener una estructura circular que gira en torno a un eje vertical, desplazando unas cazoletas sobre las que se reciben los productos a clasificar.[6] con esta información recopilada, ahora se intentara definir optimización de procesos y como se desarrolla mediante tecnología y automatización.

La logística hoy en día se lleva a cabo mediante la tecnología que lo realiza de manera automática como el uso de sensores como supervisar el control de procesos y las métricas de control de calidad y cuantificar áreas problemáticas en una planta como cuellos de botella. La trazabilidad mediante el marcaje directo en las piezas mejora el seguimiento de los activos y la verificación de autenticidad de las piezas [7].

En tiempo atrás, los procesos de clasificación de paquetes se realizaban de forma manual, pero a medida que transcurre el tiempo la tecnología en el campo de la automatización va avanzando, permitiéndole a las empresas ser más eficientes en su proceso de producción, clasificación y distribución.

La automatización en un centro logístico de pequeñas y medianas empresas fortalecerá su velocidad de producción para así poder suplir la necesidad de los consumidores; es por esto que, dichas empresas buscan invertir para la adquisición de este tipo de maquinaria.

En el trabajo de Montes y Plasencia “Elaboración e implementación de un módulo con PLC para la simulación de un proceso de clasificación de botellas para el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Industrial de la ESPOCH”, se elaboró e implementó un módulo con PLC para la clasificación de botellas con el fin de desarrollar conocimientos, habilidades y técnicas en la automatización de procesos industriales [8].

- Tecnología Colombiana en el sector logístico

La logística en Colombia ha entrado en auge posicionándose como un mecanismo de mucha importancia para el desarrollo de la economía en el país, según el Banco Mundial (Dinero.com, 2016), Colombia es uno de los países más pobres en el desempeño logístico preocupando así a

empresarios y gobernantes, por esta razón la solución es generar nuevas estrategias que se acomoden a las necesidades del mercado colombiano.[9]

En Colombia se ubica el centro de clasificación de paquetería más moderno de toda Latinoamérica de la empresa coordinadora, siendo protagonista la innovación operativa y la transformación digital, además, el e-commerce en Colombia ha tenido un crecimiento exponencial por la contingencia vivida en estos tiempos, el mercado a domicilio y en línea se ha incrementado.

En el caso de Coordinadora, ha trabajado por muchos años para alcanzar un buen posicionamiento de su marca a nivel mundial y así mismo impulsando al país para llevar a cabo el crecimiento tecnológico y logístico. Su capacidad es alrededor de 15.000 paquetes por hora, siendo estos de tamaños grandes, pequeños, irregulares y regulares por medio de sistemas inteligentes.[10]

- Logística colombiana nacional e internacional

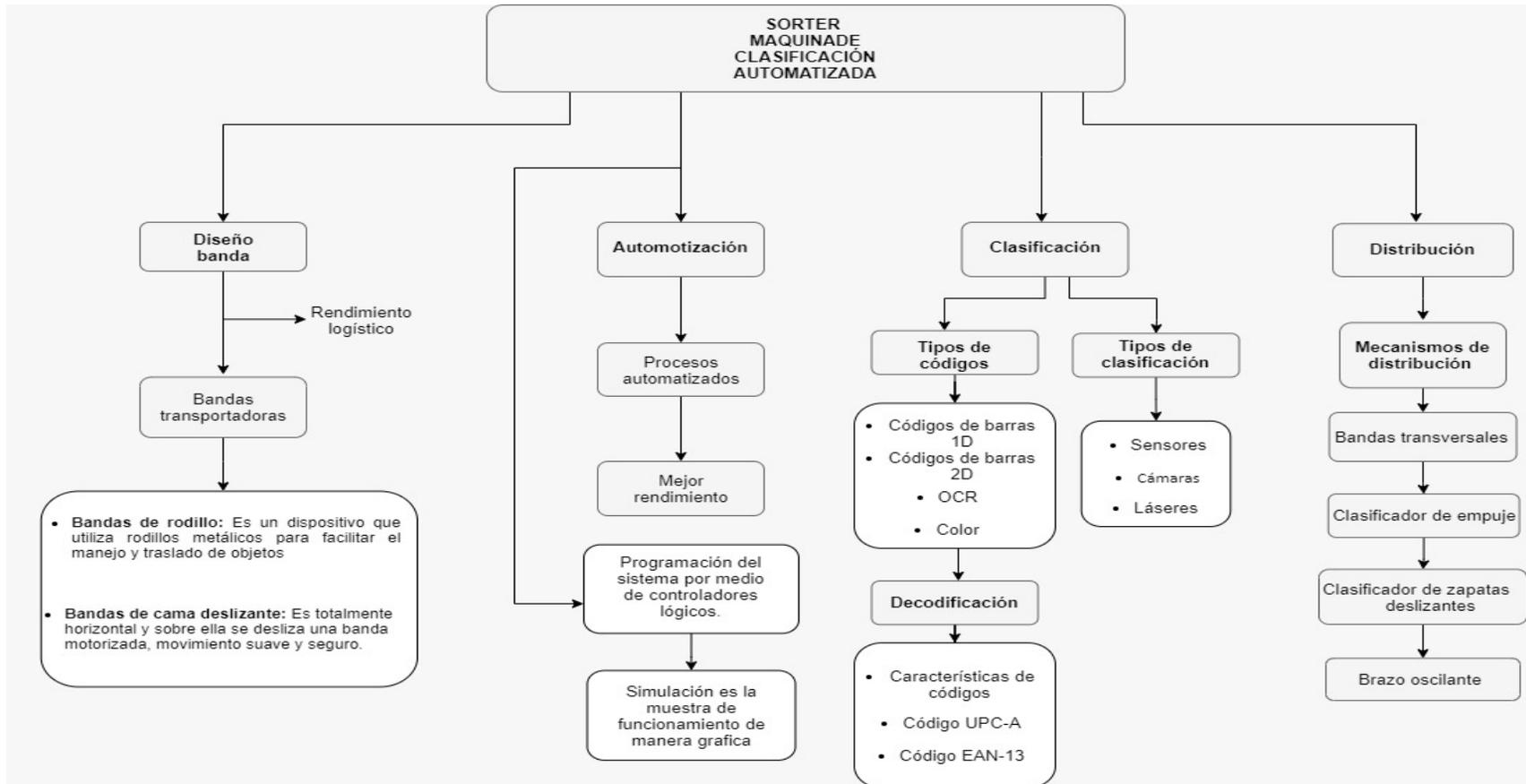
La logística en el país necesita de la intervención en ciertas condiciones que la hacen vulnerable y no le permiten una mejor calificación en la percepción de los empresarios al momento de desarrollar buscar apoyo logístico para el desarrollo de sus negocios.

Muchos factores afectan la entrega del servicio, por ejemplo, la deficiente capacitación de personal, exceso de trabajo, estado de ánimo bajo, fallas en los equipos, etc., quienes manejan las operaciones generalmente impulsan la eficiencia en vez de motivar las acciones que ayuden en la satisfacción del cliente [11]. Así mismo, estos factores no controlables por la empresa o empresario, afectan el estándar de satisfacción del cliente debido a fallas en tiempos de entrega y que también hacen parte de la administración de cadena de suministro (Supply Chain Management) para posicionarse así en un mercado.

2.2 Marco Teórico

Figura 2.

Términos de referencia para marco teórico



Nota. Esquema de explicación de términos importantes para el marco teórico

En la figura 2 encontramos un mapa conceptual, el cual es usado como una herramienta para tomar como base algunos términos y conceptos que se deben tener en cuenta para el desarrollo del trabajo, estos, dan una entrada a las alternativas existentes y las que mejor se ajustan al trabajo a realizar.

Como vemos en la parte izquierda se tiene en cuenta el tipo de banda transportadora que se estudia dependiendo del rendimiento de esta y los paquetes que se van a poner, también se tienen en cuenta los procesos automatizados y como mejora el rendimiento haciendo uso de estos, la finalidad de este mapa conceptual es tener en cuenta lo que se ha hecho anteriormente y como fue desarrollado, para tomarlo como base y a partir de ahí, realizar el diseño adecuado.

Para realizar el diseño de la maquina clasificadora automatizada, se selecciona el tipo de banda, ya sean de rodillos o cama deslizante, para luego hacer los cálculos y análisis correspondientes de diseño.

Al momento de la automatización se tiene en cuenta los diferentes procesos que existen hoy en día, partiendo de la clasificación, teniendo en cuenta los tipos de códigos y su método de clasificación con sus distintas características. Para finalizar, se tiene en cuenta la parte de distribución, el cual se hace con respecto a los tipos de mecanismos que existen y seleccionando el indicado para dicha labor.

Para la industria en general, los transportadores de artículos, mercancías, cargas y demás objetos en una planta o empresa, son de vital importancia, pero las características de estas, depende de lo que se va a transportar, siendo nuestro objetivo la clasificación de paquetes o cajas.

Para el sistema de transporte se hará el cálculo y diseño de la banda transportadora con las características adecuadas para la actividad que realizará la máquina, los detalles se evidenciaran durante el contenido de este documento, tomando como base diferentes fuentes como la norma CEMA para diseño de transportadores, catálogos de fabricantes y realizando un análisis de ingeniería, con el fin que este diseño cumpla con las características necesarias y pertinentes para que todos los sistemas y mecanismos de la máquina, funcionen y el rendimiento sea óptimo.

La logística hoy en día se lleva a cabo mediante la tecnología que lo realiza de manera automática como el uso de sensores como supervisar el control de procesos y las métricas de control de calidad y cuantificar áreas problemáticas en una planta como cuellos de botella. La trazabilidad

mediante el marcaje directo en las piezas mejora el seguimiento de los activos y la verificación de autenticidad de las piezas.

En tiempo atrás, los procesos de clasificación de paquetes se realizaban de forma manual, pero a medida que transcurre el tiempo la tecnología en el campo de la automatización va avanzando, permitiéndole a las empresas ser más eficientes en su proceso de producción, clasificación y distribución.

La definición del tipo de clasificación será estudiada y analizada mediante dos métodos de análisis de datos y parámetros importantes, que tienen mayor relevancia en el desarrollo de este proyecto, como su velocidad de lectura y capacidad de relacionar datos con información y decodificaciones de códigos.

Los tipos de códigos que hay, los tipos de clasificadores ya existentes, el tipo de sensor que se va a realizar, son alternativas y herramientas que hay que tener en cuenta para poder llevar a cabo un buen proceso de clasificación, además que la máquina busca hacer el complemento tanto del diseño mecánico, diseño estructural, proceso automatizado y la distribución mediante el mecanismo que se utilice para esto.

Para tener información referente a los códigos y decodificación, se tomó de la página de la empresa Cognex en la que encontramos los tipos de código y la información que almacenan estos junto con su simbología [12] así mismo, la información relacionada con los mecanismos de distribución fue obtenida de la empresa Conveyco [13] y las bandas transportadoras se analiza la posibilidad de hacerla de dos características, dado al tamaño proyectado de la máquina y los paquetes que se van a transportar, como por ejemplo las cajas de envío, esta información fue obtenida de varias fuentes de referencia como [14].

3. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE CLASIFICACIÓN EXISTENTES PARA LOS PARÁMETROS ESTABLECIDOS

En la actualidad existen alternativas tecnológicas, procesos manuales, maquinaria que facilita y optimiza el proceso logístico y que, según los parámetros y costos preestablecidos, se implementa la mejor opción dada para la línea de proceso. La tecnología incluso ha desarrollado mecanismos automatizados como robots que cumplen con casi toda una cadena de funciones en un centro logístico, sin embargo, según el enfoque dado a este trabajo, que es ofrecer una herramienta a pequeñas y medianas empresas de envíos, buscando llevarlas a una competitividad y posicionamiento importante, se analizarán desempeños, costos, velocidades de muestreo y las mejores características posibles para buscar el mejor desarrollo y diseño de la máquina. Por lo tanto, en la búsqueda del mejor desarrollo y equipos para llevar a cabo la actividad, el primer mecanismo a tener en cuenta debe ser la banda transportadora a diseñar, calcular e implementar.

3.1 Transportador

El tipo de banda transportadora más acorde para realizar la actividad, es una banda de cama deslizante, en la cual, una superficie uniforme permite y facilita la lectura de las cajas y así mismo su traslado con el mecanismo de distribución seleccionado sea lo más óptimo posible. La construcción de este tipo de mecanismo, es más económica ya que es una lámina en aluminio o acero al carbono, material barato, sólido y de fácil instalación, es silencioso y práctico para el transporte de cajas o transportación general de productos en una línea de producción

3.2 Mecanismos de distribución

Para la definición de este mecanismo, se deben tener en cuenta diferentes parámetros y aspectos importantes según las condiciones de este proyecto, como el tipo de artículo, velocidad, capacidad de reacción y de respuesta, es por esto que se reunieron las mejores alternativas según los parámetros anteriormente mencionados, estas alternativas se analizaran y estudiaran en dos métodos que facilitaran y ayudaran a tener en cuenta las mejores características de manera objetiva.

En la Tabla 1 se encuentra el método scoring, en el cual se identifican los parámetros más importantes a tener en cuenta junto con un puntaje ponderado, de esta manera se le da un valor a

cada mecanismo según su rendimiento en este parámetro; luego de esta tabla, una descripción de cada uno de los ítems estudiados y la relevancia de estos mismos.

Tabla 1.

Método scoring para selección de sistema de distribución

Criterios	Ponderación	Banda Deslizante Cruzada	Zapatillas Deslizantes	Ruedas Direccionales	Desviadores	Brazos Oscilantes
Velocidad	10%	80	70	40	10	30
Coste/Presupuesto	25%	10	20	10	90	90
Peso del producto	10%	70	70	35	50	50
Diferentes tipos de embalajes	10%	80	70	30	60	60
Mantenimiento	20%	50	40	40	80	80
Tamaño del producto	10%	80	70	40	70	50
Facilidad de construcción	15%	20	10	10	70	80
Scoring	100%	46,5	42,5	26,5	68	69,5

Nota. Tabla método scoring de elaboración propia, análisis de datos según ponderado para cada ítem. Revisar Anexo 18.

A continuación, se explican los factores que incidieron en la ponderación de cada uno de los criterios:

- Velocidad:

Esta variable se debe tener en cuenta ya que es uno de los factores más determinantes en la logística de una empresa, por tal motivo es importante a la hora de la clasificación de los productos.

- Coste/Presupuesto:

Este factor es importante ya que no todas las empresas de logística requieren de mecanismos de clasificación costosos para poder suplir su necesidad, cada una se adecua a su sistema de trabajo.

- Peso del producto:

Es de suma importancia tener en cuenta el peso del producto, ya que no todos los métodos de clasificación existentes son iguales, esto ayuda a no causar daños en la máquina de clasificación; cada uno maneja pesos distintos en cuanto a la necesidad de la empresa.

- Diferentes tipos de embalajes:

Existen paquetes que no son permitidos en algunos clasificadores, ya sea por motivo del material el cual esté empacado el producto, esto se hace con el fin de evitar daños en la maquinaria como también en el producto.

- Mantenimiento:

Es fundamental mantener la seguridad y la confiabilidad de los equipos para su tiempo de vida útil, así mismo, no tener paros de producción y verse afectada la empresa.

- Tamaño del producto:

No todos los clasificadores son capaces de transportar productos con tamaños muy elevados o pequeños, debido a su diseño y al material del producto.

- Facilidad de construcción:

Es muy importante tener en cuenta que existen clasificadores muy costosos, ya sea por sus mecanismos y por la necesidad de transportar productos grandes o muy pequeños siendo estos delicados.

Figura 3.

Análisis Matriz DOFA brazo oscilante

CLASIFICADOR DE BRAZO OSCILANTE	
FORTALEZAS	OPORTUNIDADES
Costo inferior en comparación con otros clasificadores del mercado. El sistema tiene la capacidad requerida por la máquina, es eficaz y eficiente. Mayor facilidad de construcción y fácil mantenimiento.	Expansión en otros tipos de mercados. Diversificación de maquinaria.
DEBILIDADES	AMENAZAS
No es adecuado para clasificar artículos frágiles. El embalaje de los productos no puede ser de plástico.	Incremento de empresas que ofrecen una mayor velocidad de funcionamiento de la máquina. Errores al momento de la clasificación debido al distanciamiento de las cajas.

Nota. Cuadro de matriz DOFA para el análisis del brazo oscilante.

Conclusión:

Dado los análisis correspondientes de algunos tipos de clasificadores que existen actualmente, se logra determinar las mejores alternativas cumpliendo con los parámetros establecidos de diseño y se determinó mediante el método scoring y la matriz DOFA mostrada en la Figura 3 que el clasificador de Brazo Oscilante es el adecuado para cumplir con las condiciones dadas en el proyecto.

3.3 Sistema de Clasificación

Se toma la decisión de hacer la clasificación por medio de visión artificial y no de laser ya que, mediante este método, la información recopilada es más completa, y está expuesta a menos errores por la capacidad que tiene el sensor, además la posibilidad de que, en otro trabajo posterior a este, no solo se realice mediante un dígito sino de algo un poco más preciso. El método scoring (Tabla 2) se realizará bajo la premisa de puntuar cada ítem con un valor ponderado según sus características de funcionamiento, rendimiento y clasificación, esto con el fin de escoger la mejor opción de manera objetiva e indicada para este trabajo, además de realizar una matriz DOFA en la Figura 4 para estudiar diferentes oportunidades, ventajas y debilidades que pueda tener el sistema de clasificación escogido.

Tabla 2.

Método scoring de selección de tipo de clasificación según parámetros

Criterios	Ponderado	Código de Barras 1D [15]	Código de barras 2D[15]	OCR (reconocimiento óptico de caracteres) [16]	Color[17]
Velocidad de lectura	20%	70	60	50	80
Relación distancia/lectura	15%	90	80	50	60
% de error	10%	80	80	70	70
Coste/presupuesto	25%	70	50	40	60
Dificultad de implementación	20%	60	50	30	70
Detección de Ubicación	10%	60	70	80	30
Scoring	100%	71	61,5	48,5	64

Nota. Tabla que muestra los tipos de clasificación acordes al objetivo del proyecto y los parámetros con respectivo ponderado según importancia

A continuación, se explican los factores que incidieron en la ponderación de cada uno de los criterios:

- Velocidad de lectura:

La capacidad de lectura según el tipo de clasificación es importante para cumplir con el objetivo del trabajo, esto depende de la lectura que se requiera, ya que lecturas complejas o de más información requiere instrumentos más precisos o de mayor resolución, como lo es el OCR que requiere de más tiempo de enfoque o de mejores tecnologías para un análisis eficiente.

- Relación distancia/lectura:

Se debe tener en cuenta esta variable debido a que los parámetros establecidos, cambian las dimensiones de los objetos a clasificar, esto afecta la reflectancia de la luz y el factor de error, así como también parámetros de diseño de la misma máquina.

- % de error:

Parámetro a tener en cuenta según la capacidad que se requiera para el diseño de la máquina, ya que la velocidad de lectura es de los factores más determinantes, y según el tipo de lectura y testeado que se realice, afectara la eficacia del escaneo junto con la distribución, sin embargo, estos instrumentos tienen bajos porcentajes de error.

- Coste/presupuesto:

Según el enfoque al que es dirigido el proyecto, es determinante tener en cuenta los costes que este puede generarle a las pymes para adquirirlo, así mismo que las tecnologías aplicables para tipos de clasificación más complejas, aumentan el presupuesto.

- Dificultad de implementación:

La dificultad para realizar el montaje del escáner afecta directamente el diseño que se implemente en conjunto de toda la máquina, por lo tanto, es una variable importante para la selección adecuada, además de que su implementación también está directamente relacionada con la programación y la ejecución del testeado de este instrumento.

- Detección de ubicación:

Aunque esta característica no es determinante para la ejecución de este proyecto, ya que se han establecido unos parámetros iniciales, en los sistemas de escaneo y clasificación si es de suma importancia, cuando se usan cámaras que detectan características físicas, también son capaces de encontrar la ubicación del objeto y en algunos sorter determina la dirección de accionamiento del actuador o en determinadas condiciones, el momento de accionamiento de este, dependiendo también de que tipo de actuador se utiliza.

Figura 4.

Análisis DOFA sistema de clasificación

TIPO DE LECTURA Y CLASIFICACIÓN POR MEDIO DE CÓDIGO DE BARRAS 1D	
FORTALEZAS	OPORTUNIDADES
Altas velocidades de lectura.	Implementar sistema de lectura que abarque toda la banda gracias a la potencia del láser.
Costo y presupuesto inferior en comparación con las otras opciones analizadas.	Alta capacidad de respuesta y envío de señales.
Bajo porcentaje de erros y alta capacidad de eficiencia debido a sus tiempos de respuesta.	Implementar software de demostración con este tipo especificado de lectura.
DEBILIDADES	AMENAZAS
Detección de geometrías u objetos que interfieran con la lectura.	Es posible requerir de uno o más componentes para llevar a cabo la clasificación.
Capacidad de ubicar el objeto o paquete no alineado.	Errores por etiqueta mal posicionada o mal colocada en la caja.
Interferencia luminica que pueda existir en el sitio.	Error por ubicación de la caja en la banda transportadora.

Nota. Figura que muestra el análisis DOFA del método de clasificación

Conclusión: De la matriz DOFA y el método scoring se logra concluir que la mejor alternativa a implementar en el proyecto para la maquinas clasificadora de paquetes automatizada, es la clasificación mediante escaneo de código 1D ya que se adapta a las velocidades de entrega, tiene mejor costo en comparación con sistemas más avanzados y su velocidad de respuesta es adecuada para llevar a cabo la actividad.

4. DEFINICIÓN DE LOS SISTEMAS Y MECANISMOS

Según lo realizado en el capítulo anterior, en el cual se analizaron diferentes características propias de dicho trabajo, se logra determinar las mejores alternativas para llevar a cabo un sistema de clasificación eficiente y que cumpla con los parámetros propuestos. Del método scoring junto con la matriz DOFA se hace la selección de un escaneo por medio de código de barras 1D (una dimensión o dimensional) y la distribución mediante los brazos oscilantes, alternativas mejor calificadas para el desarrollo de este trabajo.

Así como también tener en cuenta el diseño de la banda transportadora acorde a las necesidades y capacidades de la máquina, de tal manera que para cada uno de los sistemas se desarrollaran diferentes actividades escalonadas que llevaran a la consecución de todo un sistema que se complemente según los mecanismos previamente seleccionados.

4.1 Banda Transportadora

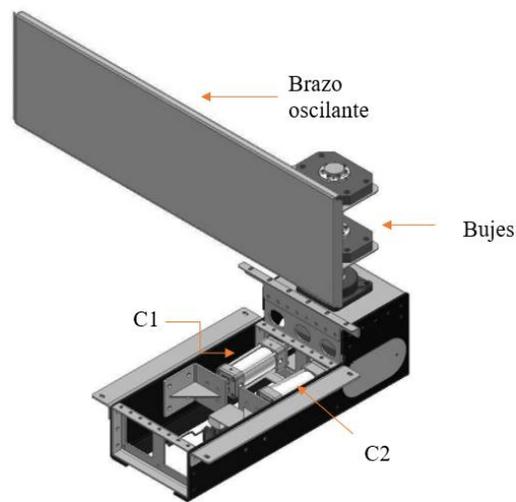
Se realizará un modelado CAD con el fin de dar una vista multimedia y que proyecte y facilite la ejecución, teniendo en cuenta las características propias del transportador escogidas previamente según las condiciones de trabajo preestablecidas.

4.2 Brazo oscilante

Para el desarrollo de este sistema de clasificación, se tomará en cuenta el diseño y la implementación de un fabricante y diseñador de equipos logísticos como lo es la empresa estadounidense HYTROL, se tomaron como referencia los diseños comerciales o estandarizados de la empresa [18]. El funcionamiento y diseño de este brazo oscilante, se basa en el accionamiento de unos cilindros neumáticos mediante la activación o desactivación de dos solenoides, estos cilindros serán los encargados de que realice el desplazamiento de la pala de empuje, para de esta manera, lograr la clasificación de los paquetes, en la figura 5 se puede ver una vista en isométrico del brazo oscilante y algunas partes que ayudan a su funcionamiento.

Figura 5.

Vista 3D de brazo oscilante marca HYTROL



Nota. Diseño y sistema de brazo oscilante mediante el uso de actuadores neumáticos [En línea]. Disponible: *im_swingarm-diverter_2011_03.pdf (bastiansolutions.com)

Estos brazos además, tienen características de trabajo para su buen funcionamiento como el peso de paquetes que puede soportar, la velocidad y tiempo que requiere para hacer un ciclo, junto con el desarrollo de un sistema neumático que responda y permita el buen funcionamiento del sistema distribuidor, estas características serán tenidas en cuenta en el desarrollo y diseño de nuestro sorter, además de complementar el trabajo con la simulación del proceso neumático, en donde se evidenciara de mejor manera el funcionamiento del sistema neumático.

4.3 Sensores de escaneo código de barras 1D

El sistema de escaneo y clasificación de los paquetes que determinó el método scoring y analizó la matriz DOFA, según algunos ítems explicados y que serán parte del diseño, fue el escaneo por medio de código de barras 1D, método que cumple y se adapta al trabajo realizado por el sorter, de este sistema se hará una simulación en software. En el simulador se logra evidenciar la velocidad de lectura, la detección del error, el tiempo de respuesta y demás aspectos que se irán desarrollando a lo largo del documento.

Se puede afirmar que los códigos de barra 1D son la codificación más conocida a nivel mundial y la más utilizada, ya que es de las primeras que se empezó a implementar. Por lo tanto al seleccionar este tipo de lectura también se tendrá que decodificar un tipo de patrón como por ejemplo en la figura 6 (a) este patrón tiene más números o información que el patrón (b) dentro de sus características, es más robusto, esto debido a que la información que se puede obtener de su codificación es mayor, contiene una gran cantidad de caracteres, dígitos y puntuación lo que lo hace más compacto[19].

Figura 6.

(a) Código de barras 1D 128- (b) Código de barras EAN-13



Nota. Código estandarizado ASCII 128 [En línea]. Disponible: [Códigos de barras Code 128 - Simbología en códigos de barras | Cognex](#) 13 dígitos como su nombre lo indica [En línea]. Disponible: [Códigos de barras EAN-13 - Simbología en códigos de barras | Cognex](#)

Otro tipo de código que se estudió su utilización fue el patrón EAN-13 muy utilizado en los países europeos, sus siglas significan European Article Number y como si nombre lo indica, almacena 13 dígitos, los dígitos iniciales analizan origen del producto, luego números que identifican la empresa o marca, luego dígitos que identifican el producto y algunas características de este, finalmente un dígito de control, esta codificación es equivalente al código UPC-A utilizado en Norte América. El UPC-A es conocido a nivel mundial y en lugar de estar compuesto por 13 dígitos, este se compone de 12, la diferencia es evidenciable en la figura 6 que muestran la cantidad de números que los componen. [20]

Por tanto el código que más se utiliza en Colombia, es más conocido y cualquier tipo de lector es capaz de escanear, es el patrón UPC-A ya que mucha de la mercancía y paquetería que se maneja en nuestro país es de referencia estadounidense, además las empresas más grandes de envío que existen a nivel mundial, son norteamericanas, por tal motivo, este es el código que se selecciona para realizar la clasificación y escaneo de paquetes, teniendo 12 dígitos y capaz de

almacenar codificación alfanumérica se ajusta a las características y parámetros que serán analizados y explicados en el siguiente capítulo de este documento

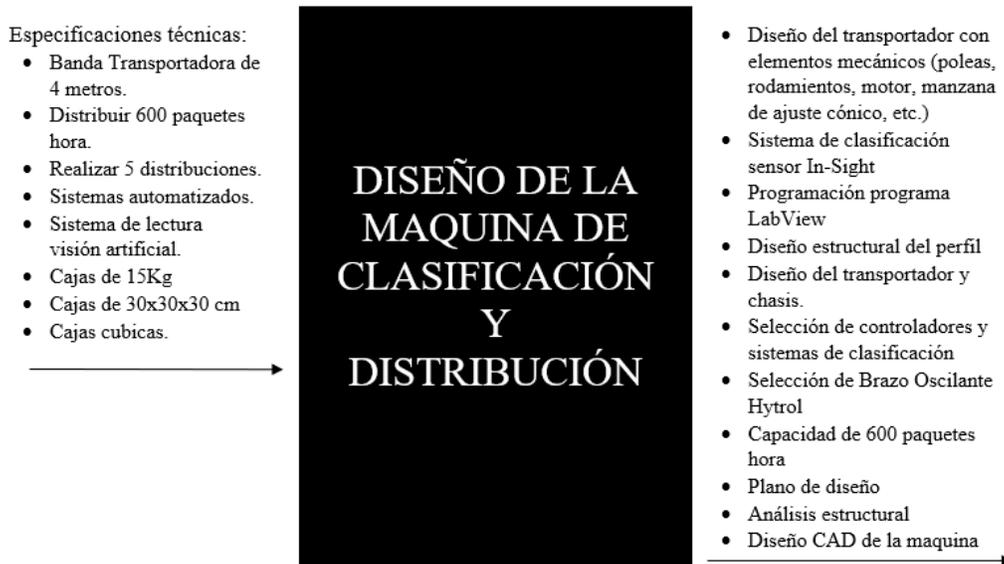
El sistema se implementará y localizara en un punto estratégico de la máquina para que se realice una buena clasificación a partir de la lectura del código de barras mediante visión artificial, así como también la instalación de otros sensores que faciliten y hagan más precisa esta operación, expuesta a menos errores, como lo son sensores de barrera que complementaran el accionamiento del solenoide y posterior movimiento de los brazos pivotantes. Se desarrollará el sistema de automatización.

5. DISEÑO DE LA MAQUINA DE CLASIFICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN

Para el inicio del diseño de la máquina se deben tener en cuenta algunas características técnicas y parámetros que se pueden evidenciar en la Figura 5 donde se realiza un diagrama de caja negra.

Figura 7.

Diagrama caja negra.



Nota. Caja negra que muestra las entradas y salidas del proyecto a realizar

5.1 Diseño banda transportadora

Iniciaremos este capítulo con los diferentes cálculos correspondientes al transportador o banda transportadora, donde se tiene información de tablas para la selección de los componentes, se empieza con unos datos de entrada y luego por la capacidad de cajas por minuto, velocidad de la banda y GAP.

5.1.1 Cálculos del transportador.

5.1.1.a Calculo transporte de paquetes.

Datos de entrada

Tabla 3.*Datos de entrada*

Tipo de Transportador	Distancia entre Poleas	Angulo de inclinación	Altura de la banda	Velocidad Mínima	Velocidad Máxima	Tipo de paquetes	Tamaño de paquetes	Peso de paquetes	Tamaño Mínimo	Distancia entre Paquetes	Orientación de etiqueta	Capacidad
	[m]	[°]	[m]	[ft/min]	[ft/min]		[cm]	[Kg]	[cm]	[cm]		[paquete/min]
Cama deslizante	4	0	1	10	12,3	Cajas (cúbicos)	30x30x30	15	15x15x15	45	Horizontal	600

Nota. Tabla con los datos de entrada para iniciar el diseño**Ecuación 1.** Capacidad de cajas

$$R = \frac{\text{items}}{\text{min}} = V * L_e = \frac{10\text{ft}}{\text{min}} * \frac{1\text{caja}}{0,9842\text{ft}} = 10.16 \text{ cajas/min}$$

*Donde:**Le, Longitud de la caja***Ecuación 2.** Velocidad de banda transportadora

$$FPM = 0,9842 \text{ ft} + 1,476 * \frac{5 \text{ item}}{\text{min}} = 12,3 \text{ FPM}$$

Ecuación 3. Rate según velocidad y gap del transportador

$$R = \frac{\text{items}}{\text{min}} = V * L_e = \frac{12.3 \text{ FPM}}{\text{min}} * \frac{1\text{caja}}{0,9842\text{ft}} = 12,5 \text{ cajas/min}$$

Ecuación 4. Valor máximo de carga

$$\frac{\#}{Ft} = \frac{R}{V} * W_M$$

*Donde:**Lc, Longitud del transportador.**R, Artículos por minuto.**V, Velocidad del transportador.**W_M, peso de la caja*

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$\frac{\#}{Ft} = \frac{12,5 \text{ cajas/min}}{12,3 \text{ FPM}} * 15 \text{ kg} \left(\frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \right) = 33,528 \text{ lb/ft}$$

Ecuación 5. Tensión mínima requerido para mover la carga

$$Pl = Lc * \frac{\#}{Ft} * (Lf)$$

Donde:

Pl, Tensión requerida para la carga.

Lc, longitud del transportador.

#/Ft, del paso anterior.

Lf, factor de tracción de carga.

Para indicar el valor del factor de tracción de carga, se utiliza la Tabla 4 del libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN* [21]; esta tabla especifica el tipo de cama que se utiliza en la banda transportadora, siendo este de cinturón deslizante, el factor de tracción de carga es de 0,46.

Tabla 4.

Factor de tracción de carga.

BED TYPE	C _F COMPONENT PULL FACTOR	L _F LOAD PULL FACTOR
Slider Bed	.00066	.46 & .29*
410 8" c-c	.01047	.0575
410 4" c-c	.02036	

Nota. Tabla que relaciona el tipo de cama y el factor de traccion del componente. Tomado de: libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN*.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$Pl = 13,124 \text{ ft} * 33,528 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} * 0,46 = 202,4098771 \text{ lb}$$

El ancho de transportador y de banda se toma teniendo en cuenta el tamaño de paquete parametrizado en las condiciones de entrada, por tal motivo se toman los siguientes datos.

Tabla 5.

Ancho de transportador y de banda

A Bed Width (In.)	Belt Width (In.)	B Mtg. Hole c-c (In.)	C Overall Width (In.)		
			Intermediate	End Assemblies	
				Less T-Up	With T-Up
12-1/4	8	11-1/8	13-1/4	15-5/8	16
18-1/4	12-14	17-1/8	19-1/4	21-5/8	22
24-1/4	18-20	23-1/8	25-1/4	27-5/8	28
30-1/4	24	29-1/8	31-1/4	33-5/8	34

Nota. Tomado de: libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN.*

$$C_w = 24,25 \text{ in}$$

$$C_f = 0,00066$$

Tensión en Componentes

Tabla 6.

Factor de tensión de la banda

BED TYPE	BELT TYPE	B _F FOR BELT WIDTH											
		8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48
Slider Bed	I	.518	.647	.776	.906	1.035	1.165	1.294	1.553	1.941	2.329	2.717	3.105
	II	.331	.414	.497	.580	.663	.745	.828	.994	1.242	1.490	1.739	1.987
	III	.176	.220	.264	.308	.352	.396	.440	.528	.660	.792	.924	1.056
	IV	.306	.382	.458	.535	.611	.688	.764	.917	1.146	1.375	1.604	1.834

Nota. Tomado de: libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN.*

$$B_f = 0,440$$

Ecuación 6. Tensión de los componentes

$$P_c = L_c[(C_w * C_f) + B_f] + P_f$$

Donde:

C_w, Ancho del transportador.

C_f, Factor de tensión de componente (Tabla 7).

B_f, Factor de tensión de la banda transportadora (Tabla 6).

P_f, Tensión por componentes de transmisión de potencia

Para indicar el valor del factor de tensión de componente, se utiliza la Tabla 7 del libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN* [21]; esta tabla especifica el valor para el factor de 0,00066. Teniendo en cuenta que es una cama deslizante que se utiliza en la banda transportadora.

Tabla 7.

Factor de tracción del componente.

BED TYPE	C _F COMPONENT PULL FACTOR	L _F LOAD PULL FACTOR
Slider Bed	.00066	.46 & .29*
410 8" c-c	.01047	.0575
410 4" c-c	.02036	

Nota. Tabla que relaciona el tipo de cama y el factor de tracción del componente. Tomado de: Libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN*.

Para el valor del factor de tensión de banda transportadora, se utiliza la Tabla 8 del libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN* [21]; esta tabla relaciona el tipo de cama y el tipo de banda transportadora, siendo estos de cama deslizantes y de tipo III respectivamente; escogiendo un valor de 0,440 para el factor de tensión de banda

Tabla 8.

Descripción de la cama deslizante según su tipo

BELT TYPE	BELT DESCRIPTION	BELT WIDTH (IN.)											
		8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48
III	PVC 100 BxB 3/32"	580	725	870	1015	1160	1305	1450	1740	2175	2600	3045	3475
	PVC 100 CxB 7/64"												
V	PVC 100 CxC 1/8"												
IV	PVC 100 Ruff Top 1/4"												

Nota. Tensión de banda transportadora. Tomado de: libro de *Cálculo de Bandas RAPISTAN*.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$P_c = 13,124ft[(18,25 * 0,00066) + (0,440)] + 0 = 5,9846 lb$$

Tensión Efectiva

$W_M, 33,06 lb$

$N_D, 5 desviadores$

Ecuación 7: Tensión requerida para distribución

$$P_D = W_M * N_D * 0,575$$

Donde: $P_D = (33lb) * 5 \text{ Diverts} * 0,575 = 95,0475lb$

N_D , numero de desviadores.

Ecuación 8. Tensión efectiva.

$$T_e = Pl + Pc + P_D$$

Donde:

Pl , Tensión requerida para la carga.

Pc , Tensión requerida para componentes.

P_D , Tensión requerida para distribución.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$T_e = 202,40lb + 5,98lb + 95,047 lb = 303,441 lb$$

Potencia

Factor de servicio, 1,5

Ecuación 9. Ecuación para calcular la Potencia.

$$P = (T_e * V)/33000$$

Donde:

P , es la potencia.

T_e , la tensión efectiva.

V , velocidad del transportador.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$P = \frac{303,441 lb * 12,3 \frac{ft}{min}}{33000} = 0,1131 HP$$

Luego de obtener el valor de la potencia, este se multiplica por el factor de servicio, dicho valor fue tomado de tablas de la norma ANSI/CEMA 403-1985 BELT DRIVEN ROLLER

CONVEYORS [22], el cual depende de las condiciones de operación, siendo este de un funcionamiento irregular y ligero.

Tabla 9.

Selección del factor de servicio.

Operating Conditions	t	b
Light starting and steady running	1.0	1.0
Light starting and uneven running	1.5	1.5
Medium starting and steady or uneven running	2.0	2.0
Light or heavy starting and moderate shock running	2.5	2.5
Light or heavy starting and severe shock running	3.0	3.0

Nota. Tabla que relaciona las condiciones de operacion. Tomado de:
Norma ANSI/CEMA 403-1985 BELT DRIVEN ROLLER
CONVEYORS.

Multiplicando la potencia y el factor de servicio se obtiene:

$$P = 0,1131 \text{ HP} * 1,5 = 0,1696 \text{ HP}$$

Velocidad Angular de la Polea

D= 8 in

Ecuación 10. Ecuación para calcular la velocidad angular.

$$n = \frac{12 * V}{\pi * d}$$

Donde:

d, diámetro de la polea.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$n = \frac{12 * 12,3 \text{ ft/min}}{\pi * 8"} = 5,87 \text{ rpm}$$

Por último, se halla la relación de velocidades, obteniendo:

$$n_s = 6 \text{ rpm}$$

$$Rel = \frac{1800 \text{ rpm}}{6 \text{ rpm}}$$

5.1.1.b Selección del motorreductor. Para la selección del motorreductor, se utiliza las tablas del catálogo de Gearmotors de SEW EURODRIVE, donde se selecciona dependiendo de los valores obtenidos anteriormente, los siguientes son:

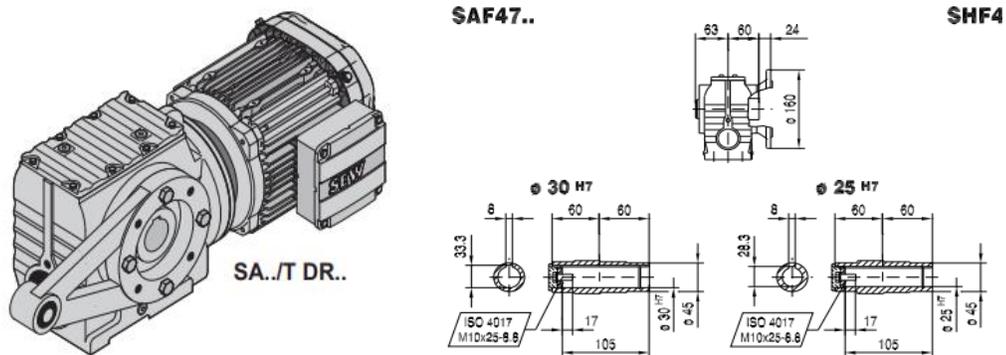
Potencia requerida	0.1131 HP
Potencia efectiva	0,1696 HP
Potencia en KW	0,2275 KW
N motor	6 rpm
Torque de servicio	355 Nm

Por consiguiente, el motorreductor que cumple con todas las especificaciones y parámetros de diseño (ver figura 8)

- El SAF 67 DRS 71M6 con un peso de 37 kg.

Figura 8.

Motorreductor



Nota. Plano del motorreductor seleccionado. Tomado de: catálogo de *Gearmotors de SEW EURODRIVE*

Toda la información del motor y sus características de funcionamiento se pueden encontrar en el Anexo 1, principalmente se realizó su selección ya que es un motor de eje hueco, es decir, no es necesario hacer ajustes de transmisión de potencia, mediante mecanismos conductores, sino se hace el acople directamente al eje motriz del transportador.

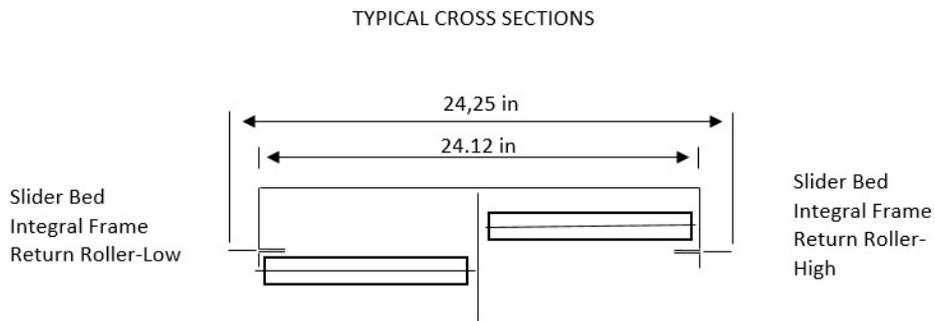
Realizando estos cálculos y analizando los resultados que se tuvieron se puede afirmar que la velocidad de clasificación de paquetes se cumple con las condiciones a las previamente parametrizadas, se tomaron en cuenta también, la metodología del libro de Mathews FKI y según las dimensiones del paquete, cumple con la capacidad y velocidad parametrizada.

5.1.1.c Calculo polea Motriz. Para la selección del peso de la polea motriz, se utiliza la tabla del catálogo de DODGE, Heavy Duty Drum Pulley Average Weights [23], el cual relaciona el ancho de cara de la polea y el diámetro de esta misma, tomando el valor de 48 lb. En la Figura 9 y Figura 10 se logra evidenciar las dimensiones de entrada y como se hará el recorrido de la banda.

Ancho de banda	20 in
Ancho de polea	22 in
Diámetro de polea	8 in
Peso de polea	48 lb

Figura 9.

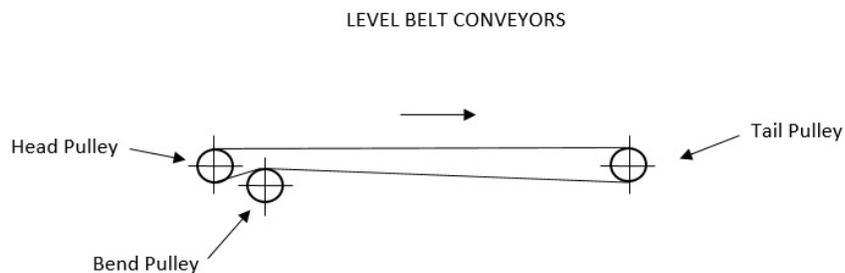
Ancho de transportador



Nota. Dimensiones del transportador

Figura 10.

Diagrama de tensiones



Nota Figura que demuestra el sistema de tensión de las poleas

Tabla 10.

Especificaciones de la polea



SELECTION

Heavy Duty Drum Pulley Average Weights – HE, TAPER-LOCK, QD

Dia.	Max. Bore	Face Width										
		12	14	16	18	20	22	24	26	30	32	36
6	2.5	27	29	31	33	35	37	39	41	45	47	52
8	2.5	34	37	40	42	45	48	51	53	59	62	69

Nota. Tabla que relaciona el ancho de cara de la polea y el diametro de esta misma.

Tomado de: Catálogo de DODGE, Heavy Duty Drum Pulley Average Weights.

Luego de tener el ancho de banda, el ancho, diámetro y el peso de la polea, se procede a hallar las tensiones T1 y T2 de la polea motriz, utilizando las siguientes ecuaciones del libro CEMA STANDARD 402-1985 Belt Driven Live Roller Conveyors [24]: las siguientes son:

Ecuación 11. Tensión T1

$$T1 + K1 Te = (1 + K2)Te$$

Ecuación 12. Tensión T2

$$T2 = K2 Te$$

Donde:

T1, tensión en la polea motriz.

T2, tensión en la polea motriz.

K1, factor a tener en cuenta para hallar la tensión según una constante equivalente

K2, factor a tener en cuenta para hallar las tensiones según constante equivalente

Te, tensión efectiva.

Para hallar los factores K1 y K2, se utilizaron las siguientes ecuaciones de la norma antes mencionada:

Ecuación 13. Cálculo K1

$$K1 = \frac{C}{C - 1} = 1.7177$$

Ecuación 14. Cálculo K2

$$K2 = \frac{1}{C - 1} = 0.7177$$

Donde,

C , es una constante equivalente a $10^{0.00758 fa}$

f , coeficiente de fricción entre la banda transportadora y la polea motriz (0.25).
 a , arco de contacto entre la correa y la polea (200°).

Reemplazando los valores, se obtiene:

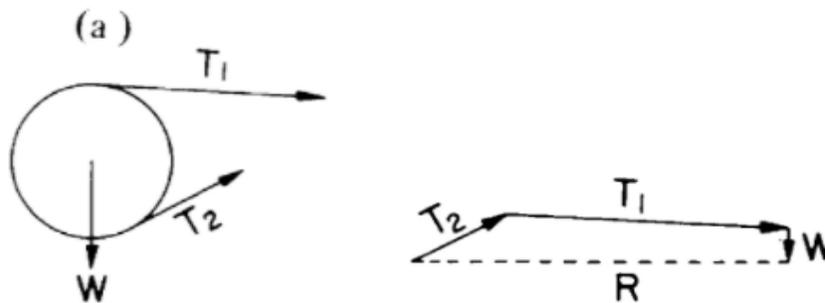
$$T_1 = 521,22 \text{ lb}$$

$$T_2 = 217,78 \text{ lb}$$

Después de hallar las tensiones en la polea motriz que se logran evidenciar en la Figura 11, se procede a hallar la tensión resultante:

Figura 11.

Tensiones en la polea motriz.



Nota. Imágenes de las tensiones en polea motriz y su resultante.

Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003

Angulo $T_2 = 20^\circ$

Angulo $T_1 - T_2 = 160^\circ$

$$\begin{aligned} 217.78 * \text{COS}(20) &= 204,65 \text{ rad} \\ 217.78 * \text{SEN}(20) &= 74,48 \text{ rad} \\ X &= 204.65 \text{ lb} + 521.22 \text{ lb} = 725,87 \text{ lb} \\ Y &= 74,48 \text{ lb} - 48 \text{ lb} = 26,48 \text{ lb} \end{aligned}$$

Ecuación 15. Ecuación tensión resultante

$$R = \sqrt{(X)^2 + (Y)^2}$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$R = \sqrt{(725.87 \text{ lb})^2 + (26,48 \text{ lb})^2} = 726,3592 \text{ lb}$$

Luego de obtener el valor de la resultante, se selecciona el diámetro del eje en la Tabla 11 de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003 [25], este valor será con respecto al ancho de la polea y la resultante, siendo este diámetro de 1. 11/16” como se evidencia en Tabla 11.

Tabla 11.

Selección del diámetro del eje

(D) SHAFT DIAMETER (inches)	(L) BEARING CENTERS MINUS FACE	PULLEY FACE WIDTH (inches)													
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
1 11/16	3	2,400	2,400	2,400	2,300	2,000	1,800	1,500	1,200	980	830	710	630	570	540
	6	1,600	1,600	1,600	1,600	1,400	1,200	1,000	800	660	560	480	430	380	370
	10	1,100	1,100	1,100	1,100	960	850	700	560	460	390	340	300	270	260
	16	780	780	780	750	660	590	490	380	320	270	230	210	180	180

Nota. Relacion ancho de la polea y el valor de la resultante hallada. Tomado de:

Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Para calcular el PIW y conocer si este valor es ACEPTABLE, debe estar dentro del rango dado por la Tabla 11 de la norma mencionada en el paso anterior.

Ecuación 16. Ecuación para calcular el PIW.

$$PIW = \frac{Te}{\text{Ancho de banda}}$$

Donde,

Reemplazando valores, se obtiene:

$$PIW = \frac{303,441 \text{ lb}}{20 \text{ in}} = 15,17$$

Tabla 12.

Verificar el PIW

ARC OF CONTACT (degrees)	PULLEY DIAMETER (inches)													
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
170	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
180	85	105	125	160	195	230	275	345	460	575	690	805	920	1035
190	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
200	70	85	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840

Nota. Relación arco de contacto y el diámetro de la polea. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

El PIW es ACEPTABLE, ya que está dentro del rango que es máximo 70, relacionando el arco de contacto de 200° y el diámetro de la polea de 8 in.

Tabla 13.

Diametro admisible entre los valores de la polea 8 in

PULLEY DIAMETER (inches)	FACE WIDTH (inches)													
	12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
8	1 3/16 thru 2 7/16	1 7/16 thru 2 7/16	1 7/16 thru 2 7/16	1 11/16 thru 2 7/16	1 15/16 thru 2 7/16	2 3/16 thru 2 7/16	2 7/16	-						

Nota. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Para hallar el momento flector, se realiza primero las siguientes operaciones mostradas en la Tabla 14 de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003 [25]

Tabla 14.

Selección ecuación de A.

Shaft Diameter (inches)	A
1-3/16 to 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 to 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4
5-7/16 to 6	N + 4-1/2
6-1/2 to 7	N + 5
7-1/2 to 8	N + 5-1/4
8-1/2 to 10	N + 6-1/4

N = 1/2 the difference between bearing centers and pulley face width. See Figure 2.

Nota. Relación diametro del eje y la ecuacion para A. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Ecuación 17. Calculo distanciamiento entre centros

$$N = \frac{1}{2} * (Pw - L)$$

Donde,

P_w , es el ancho de la polea.

L , centros de rodamientos.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$N = \frac{1}{2} * (22 \text{ in} - 10) = 6 \text{ in}$$

Para hallar A , se define primero la ecuación seleccionada en la Tabla 14, estando el diámetro del eje en el rango de 1-3/16 pulgadas a 2-7/16 pulgadas, se evidencia en la ecuación 18.

Ecuación 18. Cálculo de A .

$$A = N + 1 - 5/8$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$A = 6 + 1 - \frac{5}{8} = 7,625 \text{ in}$$

Teniendo en cuenta las anteriores operaciones, se procede a realizar el cálculo del momento flector.

Ecuación 19. Ecuación de momento flector

$$M = \frac{R A}{2} = \frac{726,35 \text{ lb} * 7,625 \text{ in}}{2} = 2769,24 \text{ lb/in}$$

Donde,

R , es la resultante de las dos tensiones.

Luego, se dio el paso para hallar el Momento Torsor.

Ecuación 20. Ecuaciones de momento Torsor.

$$T = (T1 - T2) * r$$

Donde,

T , es el momento torsor.

$T1$, es la tensión en la polea motriz.

$T2$, la tensión en la polea motriz.

r , radio de la polea.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$T = (521.22 \text{ lb} - 217,784 \text{ lb}) * 4 \text{ in} = 1213.76 \text{ lb}$$

Para calcular el diámetro del eje, debemos tener en cuenta las propiedades mecánicas del ACERO SAE 1045, el cual se adapta a las condiciones de operación, se evidencia en la Figura 12.

Figura 12.

Propiedades del Acero SAE 1045.

k_s = miscellaneous factor = 1.0 for normal conveyor service
 S_t^* = 29,000 psi for SAE 1018
 = 41,000 psi for SAE 1045
 = 47,500 psi for SAE 4140 (annealed)

(S_t^* = 0.5 tabulated ultimate tensile strength)

S_y = Yield Strength = 32,000 psi for SAE 1018
 45,000 psi for SAE 1045
 60,500 psi for SAE 4140 (annealed)

Nota. Tabla con las propiedades del Acero SAE 1045. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys

Seleccionando las propiedades del Acero SAE 1045, tenemos un esfuerzo de fluencia de 45000 psi y un limite de fatiga de 41000 psi, tomado de tablas de la norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys [25]. Se evidencia en la ecuación 21.

Ecuación 21. Cálculo de diámetro

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Donde,

D , es el diametro del eje.

$F.S$, factor de seguridad, siendo de 1,5.

S_f , limite de fatiga del eje corregido, siendo $K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g^* S_f$

K_a , factor de superficie, siendo de 0.8 para eje mecanizado.

K_b , factor de tamaño, siendo de $(D)^{-0.19}$ (ver tabla 15, de la norma CEMA).

Tabla 15.

Calculo del factor de tamaño

(D) Shaft Diameter (inches)	Kb Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534

Nota. Relacion diametro del eje con el factor Kb. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_c , factor de fiabilidad, siendo de 0.897.

K_d , factor de temperatura, siendo 1.0 para $-70^\circ F$ a $+400^\circ F$.

K_e , factor de ciclo de trabajo, siendo este de 1.0

K_f , factor de concentracion de esfuerzo de fatiga, tomado de la tabla 16.

Tabla 16.

Factor de concentraci3n de esfuerzo de fatiga.

<u>Steel</u>	<u>Profiled Keyway</u>	<u>Sled Runner Keyway</u>
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

Nota. Tabla que relaciona el factor de concentraci3n de esfuerzo de fatiga. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_g , factor miscelaneo, siendo este 1.0 para servicio normal del transportador.

S_f , limite de fatiga.

S_y , esfuerzo de fluencia.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 (1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2769.24 \text{ lb/in}}{16346.55 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1213.7679 \text{ lb/in}}{45000 \text{ psi}}\right)^2}} = 1,3755 \text{ in}$$

El diametro escogido por tablas es de 1.6875 in, al ser estandar y el cual mejor se acerca, en el caso del eje motriz, se debe tener en cuenta la carga en voladizo que aplica el motor sobre el eje, por tal motivo se calcula un factor de seguridad para tener en cuenta el diametro adecuado del eje.

Ecuación 22. Ecuación para hallar el factor de carga en voladizo.

$$J = \frac{PC(B - A)}{RBA}$$

Donde,

J, Factor de carga en voladizo.

B, Centros de los cojinetes.

A, Momento de abrazamiento

P, Peso del motor.

C, Longitud del centro del motor hasta el eje.

R, Carga de la polea resultante.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$J = \frac{(81.571 \text{ lb})(2.7165 \text{ in})(32 \text{ in} - 7,625 \text{ in})}{(726.35 \text{ lb})(32 \text{ in})(7.625 \text{ lb})} = 0.030475359$$

Luego de hallar el factor de carga en voladizo, se procede al calculo del factor “K”, el cual se encuentra en la Tabla 17 de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded steel Conveyor Pulley.

Tabla 17.

Factor K.

J	(E) ANGLE (degrees)						
	0	30	60	90	120	150	180
0.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
0.05	1.00	1.00	1.00	1.01	1.05	1.09	1.10
0.10	1.00	1.00	1.00	1.02	1.11	1.18	1.20

Nota. Relación factor de carga en voladizo con el angulo.

Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105.1-2003

Welded steel Conveyor Pulley.

El valor de 0.30 siendo este “J”, no esta directamente en la tabla 17, por esto se realiza una interpolación para obtener el valor excato del factor “K”, el cual es el siguiente:

0,00 1,00
 0,030 1,006095 factor K
 0,05 1,01

Dado el valor exacto del factor “K”, se realiza la siguiente ecuacion para hallar el diametro del eje de la polea motriz en voladizo:

Ecuación 23. Calculo diametro en voladizo

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K M}{S_f}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Donde,

D, es el diametro del eje de la polea motriz en voladizo.

F.S, factor de seguridad, siendo de 1,5.

S_f, limite de fatiga del eje corregido, siendo *K_a* *K_b* *K_c* *K_d* *K_e* *K_f* *K_g** *S_f*

K_a, factor de superficie, siendo de 0.8 para eje mecanizado.

K_b, factor de tamaño, siendo de $(D)^{-0.19}$ (ver tabla 18, de la norma CEMA).

Tabla 18.

Cálculo del factor de tamaño.

(D) Shaft Diameter (inches)	K _b Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534

Nota. Relación del diametro del eje con el factor K_b. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_c, factor de fiabilidad, siendo de 0.897.

K_d, factor de temperatura, siendo 1.0 para -70°F a + 400°F.

K_e, factor de ciclo de trabajo, siendo este 1.0

K_f , factor de concentración de esfuerzo de fatiga, siendo este valor tomado de la siguiente imagen de la norma CEMA:

Tabla 19.

Factor de concentración de esfuerzo de fatiga.

<u>Steel</u>	<u>Profiled Keyway</u>	<u>Sled Runner Keyway</u>
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

Nota. Tabla que relaciona el factor de concentración de esfuerzo de fatiga.

Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_g , factor miscelaneo, siendo este 1.0 para servicio normal del transportador.

S_f , limite de fatiga.

S_y , esfuerzo de fluencia.

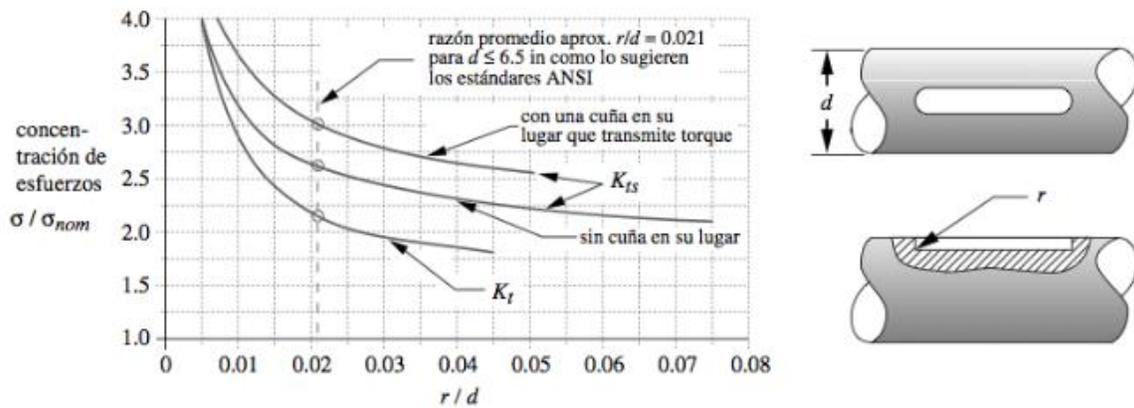
Reemplazando los valores, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 (1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1,006095)(2769.24 \frac{lb}{in})}{16346.55 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1213.76 \text{ lb/in}}{45000 \text{ psi}}\right)^2}} = 1,380072 \text{ in}$$

El diametro escogido por tablas es de 1.6875 in, al ser estandar y el cual mejor se acerca. como paso siguiente se realiza el calculo de concentradores de esfuerzo para chaveta (dimensiones Anexo 2) y hacer un recalcu del eje.

Figura 13.

Concentradores de esfuerzos chavetero



Nota. Factor de concentrador de esfuerzo para chaveta. Tomado de: Diseño Mecánico, [En línea] : [Diseño Mecánico. Juan Manuel Rodríguez Prieto Ing. M.Sc. Ph.D. - PDF Free Download \(docplayer.es\)](#)

Con la información recopilada en la figura 13. En la cual analizamos que el concentrador de esfuerzo es 1.5, con este factor, realizamos un recalcu del eje

Ecuación 24. Recalculo de eje

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_f}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Donde:

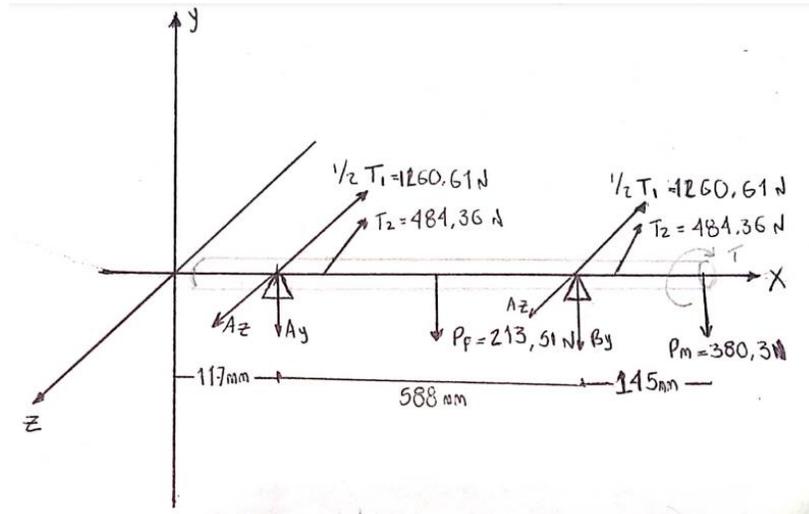
K_t , Factor de concentración para chavetas

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 (1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 * 2769.24 \frac{lb}{in}}{16346,55 psi}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{1213.76 lb/in}{45000 psi}\right)^2} = 1,574 in$$

Realizando un recalcu del eje con el factor para las chaveteros, esta dentro del rango para escoger el diametro estandarizado que se había escogido previamente. En la figura 14 y Figura 15 se puede evidenciar el diagrama de cuerpo libre y los diagramas en plano XZ y XY.

Figura 14.

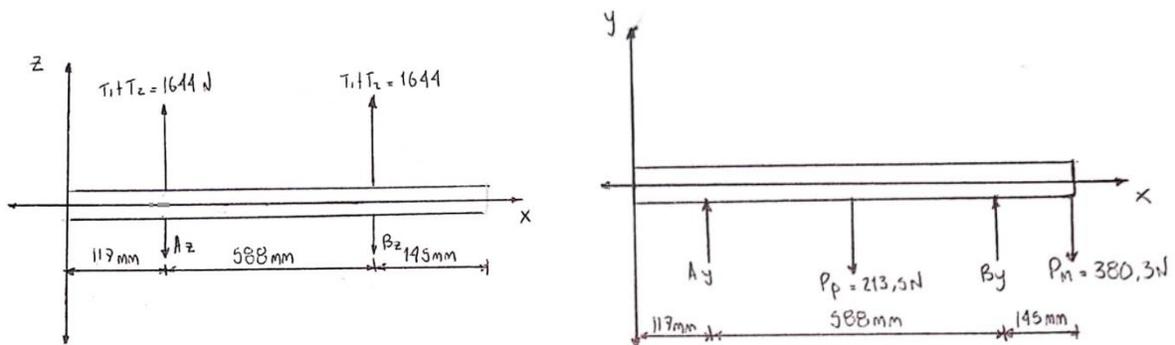
Diagrama de cuerpo libre eje motriz



Nota. Diagrama que ilustra las fuerzas que actúan sobre el eje

Figura 15.

D.C.L planos XZ y XY

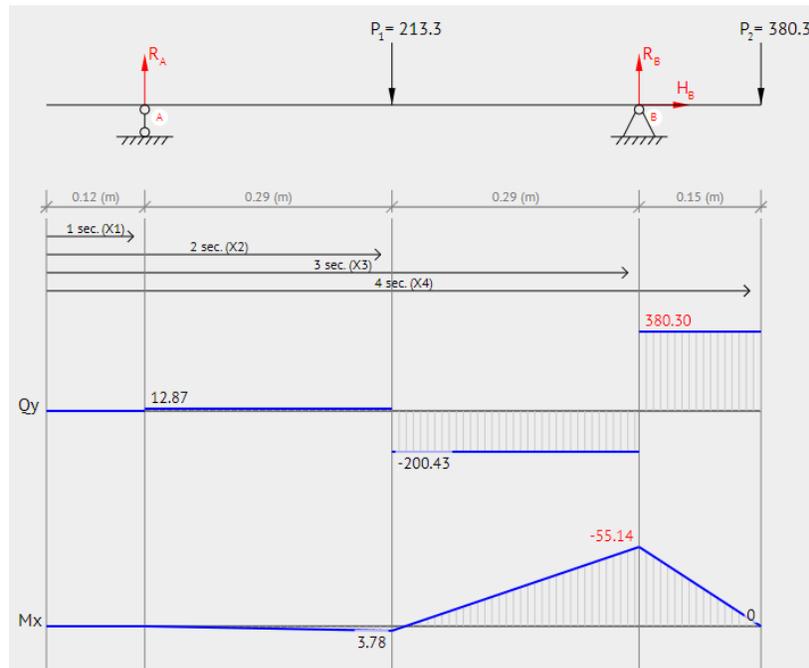


Nota. Diagrama que ilustra las fuerzas que actúan sobre el eje en los dos planos

Según los análisis de la Figura 15 en el plano XZ se determina que los momentos son iguales a cero, en el plano XY se realiza los diagramas como se logra ver en la Figura 16.

Figura 16.

Diagramas eje motriz



Nota. Elaborado en el sitio web BEAMGURU. [En línea] [Beam Calculator Online \(Calculate the reactions, Draws Bending Moment, Shear Force, Axial Force\) \(beamguru.com\)](http://beamcalculator.com)

A continuación se realiza la selección de rodamiento y chumacera adecuados para las condiciones de funcionamiento

Para la selección del rodamiento de la polea motriz, primero se debe especificar el tipo de máquina al cual va a estar sometido y las horas estimadas de duración de su vida útil. Para esto, en la Tabla 20 del Catálogo General de Rodamientos del SKF, indica el tipo de máquina y sus horas de funcionamiento.

Tabla 20.*Tipo de máquina y sus horas de funcionamiento*

Guideline values of specification life for different types of machine	
Machine type	Specification life Operating hours
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000

Nota. Tabla que muestra las horas de trabajo del rodamiento Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF

Respecto a la Tabla 20, el tipo de máquina es una cinta transportadora que ronda entre las 20000 y 30000 horas de funcionamiento.

Luego se define la duración en revoluciones, calculándose de la siguiente manera:

Ecuación 25. Cálculo L10 revoluciones según horas de trabajo

$$L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * N}{1 * 10^6}$$

Donde,

L_{10} , es la duración en revoluciones.

L_{10h} , horas de duración.

N , revoluciones del eje.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$L_{10} = \frac{30000 h * 60 * 1800 rpm}{1 * 10^6} = 2700 Mrpm$$

Luego de tener una duración en revoluciones de 2700 Mrpm, se halla la relación de C/P requerida, dada por la ecuación 26.

Ecuación 26. Relación C/P

$$\left(\frac{C}{P}\right)_r = L_{10}^{\frac{1}{P}}$$

Donde,

P , tipo de rodamiento.

El tipo de rodamiento se da por las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} P &= 3, \text{ cuando es rodamiento de bolas} \\ P &= 10/3, \text{ cuando es rodamiento de rodillos} \end{aligned}$$

Reemplazando los valores, se obtiene

$$\left(\frac{C}{P}\right)_r = 2700 Mrpm^{\frac{1}{3}} = 13,924$$

El siguiente paso es calcular la carga dinámica equivalente teórica, se evidencia en la ecuación 27

Ecuación 27. Carga dinámica equivalente

$$P_T = f_T F_{max}$$

Donde,

P_T , es la carga dinámica total.

f_t , factor.

F_{max} , fuerza máxima del rodamiento.

Primero se debe cumplir el siguiente criterio:

Para Rígido de bolas:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,5 \Rightarrow f_t = 1 + \frac{F_a}{F_r}$$

Donde,

F_a , es la fuerza axial.

F_r , fuerza radial.

La fuerza axial es 0, ya que no se tienen fuerzas axiales y para la fuerza radial, es 3238,12 N.

Ecuación 28. Cálculo de coeficiente para carga equivalente teórica

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{3238,12 N} = 0$$

Como el resultado es menor a 0,5, cumple con el criterio establecido para ser rígido de bolas, por lo cual se utiliza la ecuación 29.

Ecuación 29. Carga equivalente teórica

$$f_t = 1 + \frac{Fa}{Fr}$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$f_t = 1 + \frac{Fa}{Fr} = 1$$

Luego de que se obtuvo el factor f_t , se procede a realizar el cálculo para la carga dinámica equivalente teórico como se mostró anteriormente, reemplazando los valores, se obtiene:

$$P_T = 1 * 3238.12 N = 3238.12 N$$

El siguiente paso es el cálculo de la Capacidad de Carga Dinámica Teórica, se evidencia en la ecuación 30.

Ecuación 30. Capacidad de carga dinámica teórica

$$C_T = P_T \left(\frac{C}{P}\right)_r$$

Donde,

C_T , es la capacidad de carga dinámica teórica.

P_T , es la carga dinámica equivalente teórica.

$\left(\frac{C}{P}\right)_r$, relación de la duración en revoluciones y el tipo de rodamiento.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$C_T = 3238.12 * 13,924 = 45090.15 N$$

Para la selección del rodamiento se tiene en cuenta su diámetro interior siendo de 42,86 mm y la carga dinámica equivalente hallada anteriormente, siendo esta de 45090.15 N, lo cual se aproxima al rodamiento con un diámetro de 45 mm y una carga dinámica de 55.3 KN, con una carga estática de 31,5 KN y un diámetro externo de 100mm, siendo su designación 6309, para mayor información, ir al Anexo 3 y Anexo 4 para la manzana de acople.

Luego de seleccionar el rodamiento, se verifica la vida útil de este mismo, se halla la carga equivalente dinámica real que se encuentra en la Tabla 21 del Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Tabla 21.

Factor para rodamientos en una sola dirección

Calculation factors for single row deep groove ball bearings									
$f_0 F_a/C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30

Nota. Tabla para el factor del rodamiento. Tomado de: Catálogo General de Rodamientos de SKF.

Ecuación 31. Factor para cálculo de rodamientos

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{31,5 N} = 0$$

El resultado es 0, el cual en la Tabla 21 se refleja que no existen valores para dicho resultado, por lo cual se escoge el numero menor, siendo de 0,172 y e =0,19.

Luego se debe cumplir el criterio que se evidencia en la Figura 17.

Figura 17.

Cargas dinámicas para rodamientos

Equivalent dynamic bearing load
For dynamically loaded single row deep groove ball bearings

$$P = F_r \quad \text{when } F_a/F_r \leq e$$

$$P = XF_r + YF_a \quad \text{when } F_a/F_r > e$$

Nota. Figura para halla la carga equivalente dinámica. Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Dado esto, se halla:

Ecuación 32. Factor para calcular carga real en rodamientos

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{0}{3238.12 N} = 0$$

Cumpliendo con el criterio de:

$$P = Fr \text{ cuando } \frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$P_{real} = 3238.12 N$$

Se obtuvo una carga real de 3238.12 N.

Por último, se verifica la duración, se evidencia la ecuación 33.

Ecuación 33. Cálculo de horas de trabajo con carga real

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{real}} \right)^3$$

Donde,

P_{real}, carga real.

C, carga dinámica del rodamiento.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$L_{10} = \left(\frac{55300 N}{3238.12 N} \right)^3 = 4980.74 Mrpm$$

Se convirtió el valor de L10 a horas, se evidencia la ecuación 34.

Ecuación 34. Calculo para horas de trabajo

$$L_{10h} = \frac{L_{10} * 10^6}{N * 60}$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$L_{10h} = \frac{4980.74 \text{ Mrpm} * 10^6}{1800 \text{ rpm} * 60} = 46117 \text{ horas de servicio}$$

La condición inicial es que las horas de servicio deben estar en el rango o superior de las 20000 y 30000 horas de funcionamiento establecidas a principio del ejercicio del rodamiento, por tal motivo el margen es pequeño y se adapta al rodamiento seleccionado.

Según esta información para el cálculo de los rodamientos, se selecciona la manzana de ajuste cónico según las características del eje, así como también la chumacera seleccionada según el tipo de eje.

5.1.1.d Calculo polea conducida. Para el cálculo de la polea se usan las mismas condiciones que para la polea motriz, es decir, las características de diseño de la tabla de poleas de la empresa DODGE, por lo tanto, el peso de la polea es de 48 lb.

Luego de tener el ancho de banda, el ancho, diámetro y el peso de la polea, se procede a hallar la tensión T2, en este caso, la tensión T2 de la polea conducida será igual a la tensión T2 de la polea motriz. Se dan los siguientes datos:

$$T2 = 217,78 \text{ lb}$$

$$W = 48 \text{ lb}$$

$$X = -217,78 \text{ lb} - 217,78 \text{ lb} = -435,56 \text{ lb}$$

$$Y = -48 \text{ lb} = -48 \text{ lb}$$

Ecuación 35. Resultante de tensiones

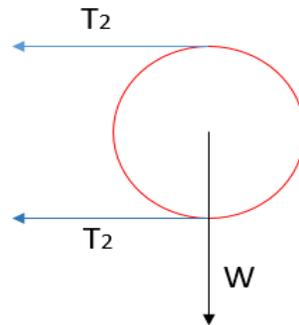
$$Z = \sqrt{(X)^2 + (Y)^2}$$

Reemplazando valores, se obtiene una resultante de:

$$R = \sqrt{(-435.56 \text{ lb})^2 + (-48 \text{ lb})^2} = 438,205 \text{ lb}$$

Figura 18.

Tensiones en la polea conducida



Nota. Diagrama de tensiones de la polea conducida

Luego de obtener el valor de la resultante, se selecciona el diámetro del eje en la Tabla 22 de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003 [25], este valor será con respecto al ancho de la polea y la resultante, siendo este diámetro de 1.7/16”.

Tabla 22.

Selección del diámetro del eje

(D) SHAFT DIAMETER (inches)	(L) BEARING CENTERS MINUS FACE	PULLEY FACE WIDTH (inches)													
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
1 7/16	3	1,500	1,500	1,400	1,200	1,100	950	790	620	510	440	370	330	300	290
	6	1,000	1,000	950	820	720	640	530	420	350	300	250	220	200	190
	10	700	700	660	570	500	450	370	290	240	210	180	160	140	130
	14	540	540	510	440	390	350	290	230	190	160	140	120	110	100

Nota. Relaciona el ancho de la polea y el valor de la resultante hallada. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Para calcular el PIW y conocer si este valor es ACEPTABLE, debe estar dentro del rango dado por la Tabla 22 de la norma mencionada en el paso anterior.

Ecuación 36. Ecuación para calcular el PIW polea motriz.

$$PIW = \frac{Te}{\text{Ancho de banda}}$$

Donde,

Te, tensión efectiva.

Reemplazando valores, se obtiene:

$$PIW = \frac{217,78 \text{ lb}}{20 \text{ in}} = 10,88$$

Tabla 23.

Verificar el PIW

ARC OF CONTACT (degrees)	PULLEY DIAMETER (inches)													
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
170	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
180	85	105	125	160	195	230	275	345	460	575	690	805	920	1035
190	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
200	70	85	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840

Nota. Relacion del arco de contacto y el diametro de la polea. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

El PIW es ACEPTABLE, ya que está dentro del rango que es máximo 85, relacionando el arco de contacto de 180° y el diámetro de la polea de 8 in. Por último, se hace la verificación de que el diámetro de eje seleccionado, tenga correspondencia entre los valores de la tabla de diámetros avalados para esta polea.

Tabla 24.

Diámetro de eje valido para la polea

PULLEY DIAMETER (inches)	FACE WIDTH (inches)													
	12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
8	1 3/16	1 3/16	1 3/16	1 3/16	1 3/16	1 3/16	1 3/16	1 7/16	1 7/16	1 11/16	1 15/16	2 3/16	2 7/16	-
	thru	thru	thru	thru	thru	thru	thru	thru	thru	thru	thru	thru		
	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16	2 7/16		-

Nota. Relacion del diametro de polea con ancho de cara. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Para hallar el momento flector, se realiza primero las siguientes operaciones mostradas en la tabla de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003 [25]

Tabla 25.

Seleccionar la ecuación de A

Shaft Diameter (inches)	A
1-3/16 to 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 to 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4
5-7/16 to 6	N + 4-1/2
6-1/2 to 7	N + 5
7-1/2 to 8	N + 5-1/4
8-1/2 to 10	N + 6-1/4

N = 1/2 the difference between bearing centers and pulley face width.
See Figure 2.

Nota. Relaciona el diámetro del eje y la ecuación para A.
Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Ecuación 37. Cálculo de N

$$N = \frac{1}{2} * (Pw - L)$$

Donde,

Pw, es el ancho de la polea.

L, centros de rodamientos.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$N = \frac{1}{2} * (22 \text{ in} - 6) = 8 \text{ in}$$

Para hallar A, se define primero la ecuación seleccionada en la Tabla 25, estando el diámetro del eje en el rango de 1-3/16 pulgadas a 2-7/16 pulgadas, siendo la siguiente:

Ecuación 38. Valor A según diámetro

$$A = N + 1 - 5/8$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$A = 8 + 1 - \frac{5}{8} = 9,625 \text{ in}$$

Teniendo en cuenta las anteriores operaciones, se procede a realizar el cálculo del momento flector.

Ecuación 38. Ecuación de momento flector.

$$M = \frac{R A}{2} = \frac{438.205 \text{ lb} * 9,625 \text{ in}}{2} = 2108,86 \text{ lb/in}$$

Donde,

R, Resultante de las dos tensiones.

A, Valor *A* para momento según eje.

Para calcular el diámetro del eje, debemos tener en cuenta las propiedades mecánicas del ACERO SAE 1045 que se pueden ver en la Figura 19.

Figura 19.

Propiedades del Acero SAE 1045.

k_s = miscellaneous factor = 1.0 for normal conveyor service
 S_t^* = 29,000 psi for SAE 1018
 = 41,000 psi for SAE 1045
 = 47,500 psi for SAE 4140 (annealed)

(S_t^* = 0.5 tabulated ultimate tensile strength)

S_y = Yield Strength = 32,000 psi for SAE 1018
 45,000 psi for SAE 1045
 60,500 psi for SAE 4140 (annealed)

Nota. Figura con las propiedades del Acero SAE 1045. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys

Seleccionando las propiedades del Acero SAE 1045, tenemos un esfuerzo de fluencia de 45000 psi y un limite de fatiga de 41000 psi, tomado de tablas de la norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys [25].

Ecuación 39. Cálculo de diámetro polea conducida

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Donde,

D, es el diametro del eje.

F.S, factor de seguridad, siendo de 1,5.

S_f, limite de fatiga del eje corregido, siendo $K_a^* K_b^* K_c^* K_d^* K_e^* K_f^* K_g^* S_f$

K_a , factor de superficie, siendo de 0.8 para eje mecanizado.

K_b , factor de tamaño, siendo de $(D)^{-0.19}$ (ver tabla 26).

Tabla 26.

Factor de tamaño

(D) Shaft Diameter (inches)	K_b Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534

Nota. Relación del diametro del eje con el factor

K_b . Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_c , factor de fiabilidad, siendo de 0.897.

K_d , factor de temperatura, siendo 1.0 para $-70^\circ F$ a $+400^\circ F$.

K_e , factor de ciclo de trabajo, siendo este de 1.0

K_f , factor de concentracion de esfuerzo de fatiga, siendo este valor tomado de la siguiente imagen de la norma CEMA:

Tabla 27.

Factor de concentración de esfuerzo de fatiga

<u>Steel</u>	<u>Profiled Keyway</u>	<u>Sled Runner Keyway</u>
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

Nota. Tabla que relaciona el factor de concentración de esfuerzo de fatiga. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_g , factor miscelaneo, siendo este 1.0 para servicio normal del transportador.

S_f , limite de fatiga.

S_y , esfuerzo de fluencia.

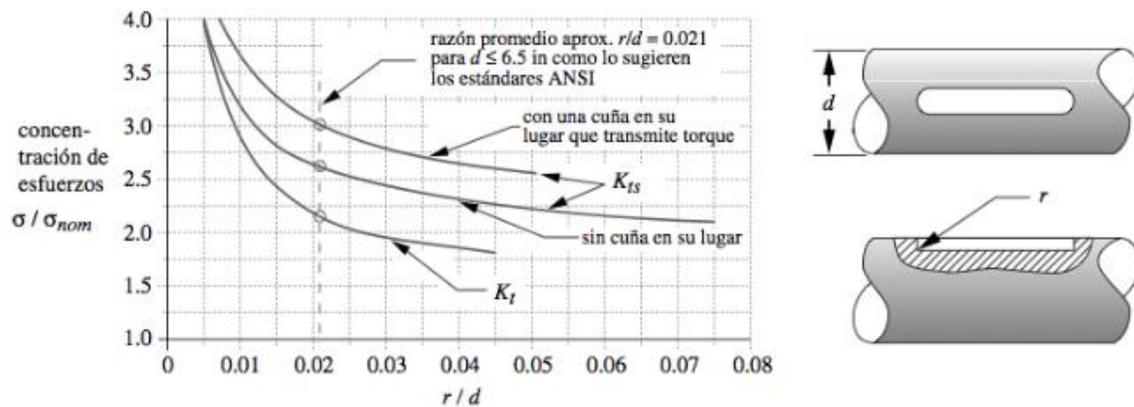
Reemplazando los valores, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 (1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2108,86 \text{ lb/in}}{17301,13 \text{ psi}}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{0}{45000 \text{ psi}}\right)^2} = 1,23033 \text{ in}$$

El diámetro escogido por tablas es de 1.4375 in, al ser estandar y el cual mejor se acerca, como paso siguiente se realiza el calculo de concentradores de esfuerzo para chaveta (dimensiones Anexo 2) y hacer un recalcu del eje.

Figura 20.

Concentradores de esfuerzos chavetero



Nota. Factor de concenterador de esfuerzo para chaveta. Tomado de: Diseño Mecánico, [En línea] : [Diseño Mecánico. Juan Manuel Rodríguez Prieto Ing. M.Sc. Ph.D. - PDF Free Download \(docplayer.es\)](#)

Con la información recopilada en la Figura 20 en la cual se analiza el concentrador de esfuerzo es 1.5, con este factor, se hace un recalcu del eje.

Ecuación 40. Recalcu de eje

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt M}{S_f}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Donde:

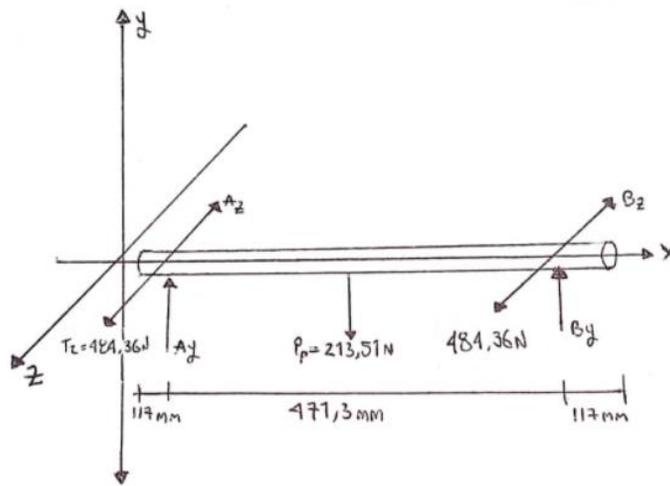
Kt, Factor de concentración para chavetas

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 (1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 * 2108,86 \text{ lb/in}}{17301,13 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0}{45000 \text{ psi}}\right)^2}} = 1,4083 \text{ in}$$

Realizando un recalcu del eje con el factor para las chaveteros, esta dentro del rango para escoger el diametro estandarizado que se habia escogido previamente. En la Figura 21 y Figura 22 se puede evidenciar el diagrama de cuerpo libre y los diagramas en plano XZ y XY

Figura 21.

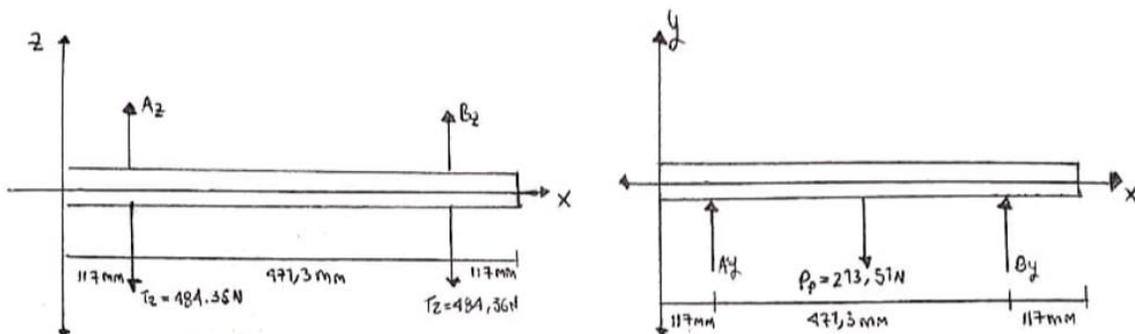
Diagrama de cuerpo libre eje Conducido



Nota. Diagrama que ilustra las fuerzas que actúan sobre el eje

Figura 22.

D.C.L eje conducido planos XZ y XY

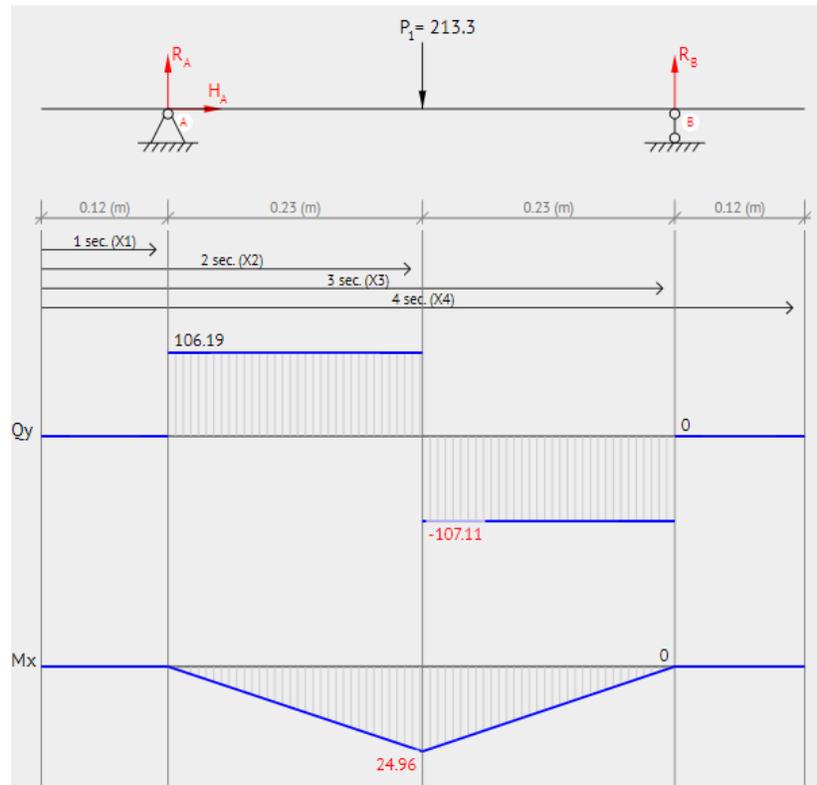


Nota. Figura que ilustra las fuerzas que actúan sobre el eje en cada plano

Según los analisis de la Figura 22 en el plano XZ se determina que los momentos son iguales a cero, en el plano XY se realiza los diagramas como se logra ver en la Figura 23.

Figura 23.

Diagramas eje conducido



Nota. Elaborado en el sitio web BEAMGURU. [En línea] [Beam Calculator Online \(Calculate the reactions, Draws Bending Moment, Shear Force, Axial Force\) \(beamguru.com\)](http://beamcalculator.com)

5.1.1.e Calculo polea de quiebre. Luego de tener el ancho de banda; el ancho, diámetro y el peso de la polea, se procede a hallar la tensión de la polea de quiebre. Cuando una polea bajo una situación de carga y sin torque, la tensión de la parte de arriba y de abajo deben ser iguales para poder estar en equilibrio, es por esto que la Tensión 2 hallada anteriormente de la polea motriz es igual a la Tensión 2 de la polea de quiebre. Se dan los siguientes datos:

$$T_2 = 216,9178883$$

$$W = 48 \text{ lb}$$

$$\text{Angulo} = 200^\circ$$

$$\text{Angulo } T_2 = 20^\circ$$

$$\text{Diámetro Polea} = 8 \text{ in}$$

$$\text{Ancho del transportador} = 24.25 \text{ in}$$

$$\begin{aligned}
217.78 \text{ lb} * \text{COS}(20) &= 204,65 \text{ lb} \\
217,78 \text{ lb} * \text{SEN}(20) &= 74,48 \text{ lb} \\
X &= 217.78 \text{ lb} + 204,65 \text{ lb} = 422,43 \text{ lb} \\
Y &= 74,48 \text{ lb} - 48 \text{ lb} = 26,48
\end{aligned}$$

Ecuación 41. Resultante polea de quiebre

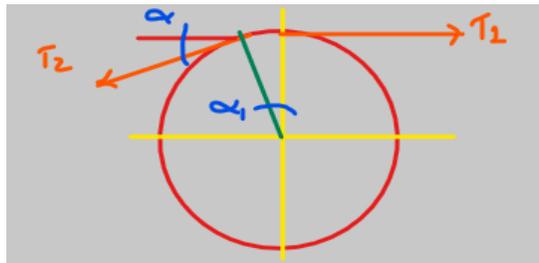
$$R = \sqrt{(X)^2 + (Y)^2}$$

Reemplazando valores, se obtiene una resultante de:

$$R = \sqrt{(422,43 \text{ lb})^2 + (26,48 \text{ lb})^2} = 423,263 \text{ lb}$$

Figura 24.

Tensiones en la polea de quiebre.



Nota. Imágenes de las tensiones en polea motriz y su resultante.

Luego de obtener el valor de la resultante, se selecciona el diámetro del eje en la Tabla 28 de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003 [25], este valor será con respecto al ancho de la polea y la resultante, siendo este diámetro de 1 7/16 pulgadas.

Tabla 28.

Selección del diámetro del eje

(D) SHAFT DIAMETER (inches)	(L) BEARING CENTERS MINUS FACE	PULLEY FACE WIDTH (inches)													
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
1 7/16	3	1,500	1,500	1,400	1,200	1,100	950	790	620	510	440	370	330	300	290
	6	1,000	1,000	950	820	720	640	530	420	350	300	250	220	200	190
	10	700	700	660	570	500	450	370	290	240	210	180	160	140	130
	14	540	540	510	440	390	350	290	230	190	160	140	120	110	100

Nota. Relaciona el ancho de la polea y el valor de la resultante hallada. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Para calcular el PIW y conocer si este valor es ACEPTABLE, debe estar dentro del rango dado por la Tabla 29 de la norma mencionada en el paso anterior.

Ecuación 42. Ecuación para calcular el PIW polea de quiebre.

$$PIW = \frac{Te}{\text{Ancho de banda}}$$

Donde,

Te, tensión efectiva.

Reemplazando valores, se obtiene:

$$PIW = \frac{217,78 \text{ lb}}{20 \text{ in}} = 10,88$$

Tabla 29.

Para verificar el PIW

ARC OF CONTACT (degrees)	PULLEY DIAMETER (inches)													
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
170	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
180	85	105	125	160	195	230	275	345	460	575	690	805	920	1035
190	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
200	70	85	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840

Nota. Relaciona el arco de contacto y el diámetro de la polea. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

El PIW es ACEPTABLE, ya que está dentro del rango que es máximo 70, relacionando el arco de contacto de 200° y el diámetro de la polea de 8 in.

Tabla 30.

Diámetro de polea según eje escogido

PULLEY DIAMETER (inches)	FACE WIDTH (inches)													
	12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
8	1 3/16 thru 2 7/16	1 7/16 thru 2 7/16	1 7/16 thru 2 7/16	1 11/16 thru 2 7/16	1 15/16 thru 2 7/16	2 3/16 thru 2 7/16	2 7/16	-						

Nota. Relaciona el ancho de cara y el diámetro de la polea. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Para hallar el momento flector, se realiza primero las siguientes operaciones mostradas en la Tabla 31 de la norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003 [25]:

Tabla 31.
Seleccionar la ecuación de A

Shaft Diameter (inches)	A
1-3/16 to 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 to 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4
5-7/16 to 6	N + 4-1/2
6-1/2 to 7	N + 5
7-1/2 to 8	N + 5-1/4
8-1/2 to 10	N + 6-1/4

N = 1/2 the difference between bearing centers and pulley face width.
See Figure 2.

Nota. Relaciona el diametro del eje y la ecuacion para A. Tomado de: Norma ESTÁNDAR ANSI-CEMA 105. 1-2003.

Ecuación 43. Valor de N

$$N = \frac{1}{2} * (Pw - L)$$

Donde,

Pw, es el ancho de la polea.

L, centros de rodamientos.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$N = \frac{1}{2} * (22 \text{ in} - 10) = 6 \text{ in}$$

Para hallar A, se define primero la ecuación seleccionada en la Tabla 31, estando el diámetro del eje en el rango de 1-3/16 pulgadas a 2-7/16 pulgadas, siendo la siguiente:

Ecuación 44. Distancia entre centros

$$A = N + 1 - 5/8$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$A = 6 \text{ in} + 1 - \frac{5}{8} = 7,625 \text{ in}$$

Teniendo en cuenta las anteriores operaciones, se procede a realizar el cálculo del momento flector.

Ecuación 45. Ecuación de momento flector.

$$M = \frac{R A}{2} = \frac{423,26 \text{ lb} * 7,625 \text{ in}}{2} = 1613,69 \text{ lb/in}$$

Donde,

R, es la resultante de las dos tensiones.

A, Valor de 4 según el valor del eje.

Para calcular el diámetro del eje, debemos tener en cuenta las propiedades mecánicas del ACERO SAE 1045, el cual se adapta a las condiciones de operación, las siguientes son:

Tabla 32.

Propiedades del Acero SAE 1045

k_s = miscellaneous factor = 1.0 for normal conveyor service
 S_t^* = 29,000 psi for SAE 1018
 = 41,000 psi for SAE 1045
 = 47,500 psi for SAE 4140 (annealed)

(S_t^* = 0.5 tabulated ultimate tensile strength)

S_y = Yield Strength = 32,000 psi for SAE 1018
 45,000 psi for SAE 1045
 60,500 psi for SAE 4140 (annealed)

Nota. Tabla con las propiedades del Acero SAE 1045. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys

Seleccionando las propiedades del Acero SAE 1045, tenemos un esfuerzo de fluencia de 45000 psi y un limite de fatiga de 41000 psi, tomado de tablas de la norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys [25] Con la siguiente ecuacion se calcula el diametro del eje

Ecuación 46. Cálculo de diámetro polea de quiebre.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Donde,

D, es el diámetro del eje.

F.S, factor de seguridad, siendo de 1,5.

S_f, límite de fatiga del eje corregido, siendo *K_a K_b K_c K_d K_e K_f K_g* S_f*

K_a, factor de superficie, siendo de 0.8 para eje mecanizado.

K_b, factor de tamaño, siendo de $(D)^{-0.19}$ (ver tabla 33, de la norma CEMA).

Tabla 33.

Factor de tamaño

(D) Shaft Diameter (inches)	K _b Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534

Nota. Relacion del diámetro del eje con el factor K_b. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_c, factor de fiabilidad, siendo de 0.897.

K_d, factor de temperatura, siendo 1.0 para -70°F a + 400°F.

K_e, factor de ciclo de trabajo, siendo este de 1.0

K_f, factor de concentracion de esfuerzo de fatiga, siendo este valor tomado de la siguiente imagen de la norma CEMA

Tabla 34.

Factor de concentración de esfuerzo de fatiga

<u>Steel</u>	<u>Profiled Keyway</u>	<u>Sled Runner Keyway</u>
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

Nota. Tabla que relaciona el factor de concentración de esfuerzo de fatiga. Tomado de: Norma ANSI-CEMA 105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.

K_g , factor miscelaneo, siendo este 1.0 para servicio normal del transportador.

S_f , limite de fatiga.

S_y , esfuerzo de fluencia.

Reemplazando los valores, se obtiene:

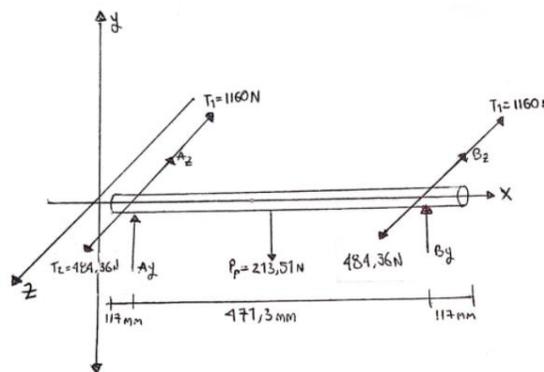
$$D = \sqrt[3]{\frac{32 (1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1613,69 \text{ lb/in}}{17301,13 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0}{45000 \text{ psi}}\right)^2}} = 1,125327 \text{ in}$$

El diametro escogido por tablas es de 1.4375 in, al ser estandar y el cual mejor se acerca.

En la Figura 25 y Figura 26 se puede evidenciar el diagrama de cuerpo libre y los diagramas en plano XZ y XY

Figura 25.

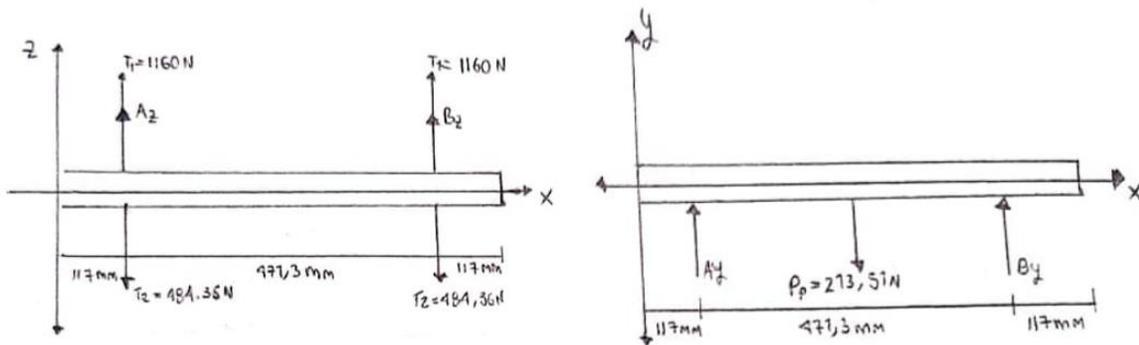
Diagrama de cuerpo libre eje de quiebre



Nota. Figura que muestra los esfuerzos que actúan en el eje de quiebre.

Figura 26.

D.C.L eje conducido planos XZ y XY



Nota. Figura que muestra los esfuerzos sobre el eje en cada plano

Según los análisis de la Figura 26 en el plano XZ se determina que los momentos son iguales a cero, en el plano XY es similar al de la Figura 20.

5.1.1.f Rodamientos patea de quiebre y conducida. Con el valor encontrado del eje se hace el calculo de los rodamientos para la patea de quiebre y conducida. Para la seleccin del rodamiento de las patea, primero se debe especificar el tipo de máquina al cual va a estar sometido y las horas estimadas de duracin de su vida útil. Para esto, en la tabla 35 del Catálogo General de Rodamientos del SKF, indica el tipo de máquina y sus horas de funcionamiento.

Tabla 35.

Relacin el tipo de máquina y sus horas de funcionamiento

Guideline values of specification life for different types of machine	
Machine type	Specification life Operating hours
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000

Nota. Tabla que muestra las horas de trabajo del rodamiento Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF

Con respecto a la tabla anterior, el tipo de máquina es una cinta transportadora que ronda entre las 20000 y 30000 horas de funcionamiento.

Luego se define la duracin en revoluciones, se evidencia en la ecuación 47.

Ecuación 47. Horas de duración

$$L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * N}{1 * 10^6}$$

Donde,

L_{10} , es la duración en revoluciones.

L_{10h} , horas de duración.

N , revoluciones del eje.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$L_{10} = \frac{25000 h * 60 * 1800 rpm}{1 * 10^6} = 2700 Mrpm$$

Luego de tener una duración en revoluciones de 2700 Mrpm, se halla la relación de C/P requerida, se evidencia en la ecuación 48.

Ecuación 48. Relación (C/P)

$$\left(\frac{C}{P}\right)_r$$

Donde,

P , tipo de rodamiento.

El tipo de rodamiento se da por las siguientes expresiones:

$$P = 3, \text{ cuando es rodamiento de bolas.} \\ P = 10/3, \text{ cuando es rodamiento de rodillos}$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$\left(\frac{C}{P}\right)_r = 2700 Mrpm^{\frac{1}{3}} = 13,924$$

Ecuación 49. Carga dinámica total

$$P_T = f_T F_{max}$$

Donde,

P_T , es la carga dinámica total.

f_t , factor.

F_{max} , fuerza máxima del rodamiento

Primero se debe cumplir el siguiente criterio:

Para Rígido de bolas:

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0,5 \Rightarrow ft = 1 + \frac{Fa}{Fr}$$

Donde,

Fa, es la fuerza axial.

Fr, fuerza radial.

La fuerza axial es 0, ya que no se tienen fuerzas axiales y para la fuerza radial, es 1882,76 N.

Ecuación 50. Relación fuerza axial fuerza radial

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{0}{1882,76 \text{ N}} = 0$$

Como el resultado es menor a 0,5, cumple con el criterio establecido para ser rígido de bolas, por lo cual se utiliza la ecuación 51.

Ecuación 51. Factor relación de cargas

$$ft = 1 + \frac{Fa}{Fr}$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$ft = 1 + \frac{Fa}{Fr} = 1$$

Luego de que se obtuvo el factor *ft*, se procede a realizar el cálculo para la carga dinámica equivalente teórica como se mostró anteriormente, reemplazando los valores, se obtiene:

$$P_T = 1 * 1882,76 \text{ N} = 1882,76 \text{ N}$$

El siguiente paso es el cálculo de la Capacidad de Carga Dinámica Teórica, el cual se halla con la ecuación 52.

Ecuación 52. Carga dinámica teórica

$$C_T = P_T \left(\frac{C}{P}\right)_r$$

Donde,

C_T , es la capacidad de carga dinámica teórica.

P_T , es la carga dinámica equivalente teórica.

$(\frac{C}{P})_r$, relación de la duración en revoluciones y el tipo de rodamiento.

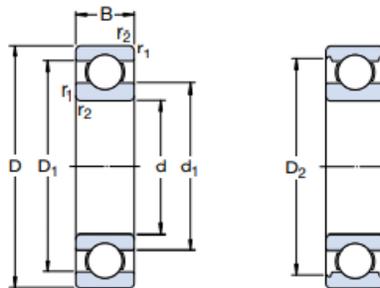
Reemplazando los valores, se obtiene:

$$C_T = 1882,76 N * 13,924 = 26217,01 N$$

Luego se procede a la selección del rodamiento, en el Catálogo General de Rodamientos del SKF, donde se seleccionó el siguiente rodamiento con sus especificaciones:

Figura 27.

Rodamiento de bolas rígido



Nota. Plano de un rodamiento de bolas rígido. Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Tabla 36.*Rodamientos de bolas rígido*

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C_0		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	* 6208

Nota. Tabla que muestra las características del rodamiento seleccionado

Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Para la selección del rodamiento se tiene en cuenta su diámetro interior siendo de 36,51 mm y la carga dinámica equivalente hallada anteriormente, siendo esta de 26,11 kN, lo cual se aproxima al rodamiento con un diámetro de 40 mm y una carga dinámica de 32,5 kN, con una carga estática de 19 kN y un diámetro externo de 80mm, siendo su designación *6208. Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Luego de seleccionar el rodamiento, se verifica la vida útil de este mismo.

Se halla la carga equivalente dinámica real que se encuentra el Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Tabla 37.*Factor de tolerancia rodamientos*

Calculation factors for single row deep groove ball bearings										
$f_0 F_a/C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance			
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y	
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47	
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40	
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30	

Nota. Tabla de tolerancia de rodamiento Tomado de: Catálogo General de Rodamientos de SKF.

Ecuación 53. Reacción entre carga y carga equivalente

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{19000 N} = 0$$

El resultado es 0, el cual en la Tabla 37 se refleja que no existen valores para dicho resultado, por lo cual se escoge el número menor, siendo de 0,172 y $e = 0,19$.

Figura 28.

Cálculo de carga dinámica equivalente

Equivalent dynamic bearing load
For dynamically loaded single row deep groove ball bearings

$$P = F_r \quad \text{when } F_a/F_r \leq e$$
$$P = XF_r + YF_a \quad \text{when } F_a/F_r > e$$

Nota. Tomado de: Catálogo General de Rodamientos del SKF.

Dado esto, se halla:

Ecuación 54. Factor carga dinámica equivalente

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{1882,76 N} = 0$$

Luego se debe cumplir el siguiente criterio:

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

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$P_{real} = 1882,76 N$$

Se obtuvo una carga real de 1882,76 N.

Por último, se verifica la duración, mediante la ecuación 55.

Ecuación 55. Cálculo de horas de trabajo

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{real}} \right)^P$$

Donde,

P_{real} , carga real.

C , carga dinámica del rodamiento.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$L_{10} = \left(\frac{32500N}{1882,76N} \right)^3 = 5143.56 \text{ Mrpm}$$

Ecuación 56. Cálculo horas de servicio

$$L_{10h} = \frac{L_{10} * 10^6}{N * 60}$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$L_{10h} = \frac{5143.56 \text{ Mrpm} * 10^6}{1800 \text{ rpm} * 60} = 47625,58 \text{ horas de servicio}$$

La condición inicial es que las horas de servicio deben estar en el rango o superior de las 20000 y 30000 horas de funcionamiento establecidas a principio del ejercicio del rodamiento, por tal motivo el margen es pequeño y se adapta al rodamiento seleccionado.

5.1.2. *Brazo Oscilante*

El brazo se posiciona perpendicular al transportador, estando acoplado y soportado en su propia estructura, se utiliza tubos de 3/8 de pulgada para el abastecimiento del aire de la salida del regulador a la entrada de la válvula de aire, este debe estar seco y limpio para garantizar el buen funcionamiento del brazo oscilante. Para iniciar el ciclo del brazo, se debe hacer a una presión baja para luego ir aumentando poco a poco hasta llegar a su presión máxima y así comprobar el correcto funcionamiento neumático del brazo. Para complementar la información Anexo 5.

Estos brazos funcionan mediante una válvula solenoide de aire simple con dos posiciones, siendo estas de 120 VCA o 24 VCD como segunda opción, la bobina de la válvula recibe una señal eléctrica la cual hace que el brazo pivotee sobre el transportador, empujando las cajas a una velocidad considerable guiándolas a una canasta de almacenamiento divididas a los lados de la banda transportadora donde allí serán distribuidas. La señal de desviación se da en el momento en

que la caja llegue a la posición del centro del brazo y sea removida antes de que los cilindros vacíen el aire. Para tener una mayor información con respecto a la operación eléctrica, información en el Anexo 6.

La capacidad del brazo para mover una caja es de un peso mínimo de 1 libra y máximo de 50 libras, con una velocidad de hasta 60 ciclos por minuto y una longitud de caja de máximo 36 pulgadas. Su peso estimado ronda entre los 450 a 500 libras. El desvío de las cajas se puede hacer a 30 o 45 grados. Para ilustrar mejor la anterior información, ver el siguiente Anexo 7.

Su mantenimiento es mínimo, aparte de las inspecciones visuales rutinarias, se deben hacer las inspecciones físicas las cuales son:

- Verificar tuercas y tornillos.
- Lubricación de los rodamientos superiores e inferiores.
- Revisar las abrazaderas.
- Verificar que los cilindros y la válvula no tengan fuga de aire.
- Revisar que no estén desgastados los parachoques internos.

Para ver más inspecciones de mantenimiento, revisar los siguientes Anexo 8 y Anexo 9.

Las dimensiones de este mecanismo también son de importante relevancia para tener en cuenta en el diseño de la máquina, según estas características se decide poner 5 brazos a lo larga de la banda transportadora para llevar a cabo 5 distribuciones, en el Anexo 10 y Anexo 11 se evidencian los planos con estas dimensiones dadas por la empresa en la cual se muestra una distancia de la paleta de 18”, el transportador mide 4 metros por lo tanto se podrían ubicar 5 brazos oscilantes con su respectivo distanciamiento para no ver entorpecido el sistema de distribución (junto con el GAP de los cálculos previos).

5.1.3. Diseño estructural

5.1.3.a Diseño perfil cama deslizante. Para realizar el diseño estructural, dependiendo de las cargas que son aplicadas en el chasis, se tuvieron en cuenta diferentes aspectos que se irán mostrando a lo largo de este capítulo, no obstante, es posible afirmar que los principales análisis y cálculos que se realizaron, se catalogan en el diseño del perfil del transportador, las columnas donde se instala y la distribución de esfuerzos, por ultimo debido a cargas y características del perfil, se hizo una estructura aparte para los brazos oscilantes anteriormente mencionados.

Por otro lado es de vital importancia aclarar que para el desarrollo de esta tesis, no se harán análisis dinámicos, análisis de volcamiento u otros análisis como vibraciones, esto debido a que las cargas que son aplicadas sobre la estructura son pequeñas y los parámetros con los que se realizó el diseño del transportador dan un aproximando de cargas máximas que son aplicadas sobre el perfil, como se menciona en el cálculo del transportador, las cajas van a estar igual de espaciadas y las demás cargas aplicadas son estáticas, posibilitando y dando un acercamiento aproximado a la máxima carga, esto con el fin de no generar un análisis dinámico.

Para iniciar con el cálculo estructural, se define el perfil sobre el cual se realiza la estructura del transportador, debido a que el perfil de la banda transportadora de cama deslizante, es un perfil en C y el dimensionamiento que requiere el dispositivo, por las cargas y tamaños de las cajas es mayor que el que se consigue comercialmente, en consecuencia, este es un perfil del cual la información técnica no se encuentra y el proceso que se debe realizar para este perfil, es seleccionar una lámina que será cortada y doblada según las necesidades de dimensionamiento, en el Anexo 12 se logra apreciar el plano de proceso para que esta lamina sea doblada y quede de las características que se requieren según el cálculo de la banda.

La lamina que se requiere, es una lámina 1/8'' un calibre que permite ser doblado y resistente para las cargas que serán aplicadas, la lámina y sus dimensiones fueron establecidas por el catálogo de la empresa Panelco, en laminas HR como se evidencia en la Tabla 38 y su dimensionamiento es de 2.0 x 60 Mts

Tabla 38.*Catálogo de Panelco para aceros planos***Tabla de referencia**

	Espesor		M2	1.0 X 2.0 Mts	1.22 X 2.44 Mts (4' X 8')	1.83 X 6.09 Mts (6' X 20')	2.0 X 6.0 Mts	2.44 X 6.09 Mts (8' X 20')	
	Calibre	Pulg.	Mm.	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	
L A M I N A S E N C	16		1.50	11.78	23.56	35.01	131.00	141.00	175.00
	14		1.90	14.92	29.85	44.35	166.00	179.00	222.00
			2.50	19.63	39.27	58.35	219.00	236.00	292.00
	12		2.66	20.89	41.78	62.09	233.00	251.00	311.00
			3.00	23.56	47.12	70.02	263.00	283.00	350.00
	11	1/8"	3.17	24.90	49.79	73.99	278.00	299.00	370.00
			4.00	31.42	62.83	93.37	350.00	377.00	467.00
			4.50	35.34	70.69	105.04	394.00	424.00	525.00

Nota. Lamina que será doblada y cortada según los parámetros de diseño

Luego de tener esto en cuenta, se desarrolla un análisis estructural en el programa EngiLab Frame 2D 2021 donde se especifican las dimensiones del perfil y con este se procede a poner las cargas que actúan sobre este, arrojando el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 29, en la Figura 30 se pueden ver el diagrama de desplazamiento, momento flector y esfuerzo cortante.

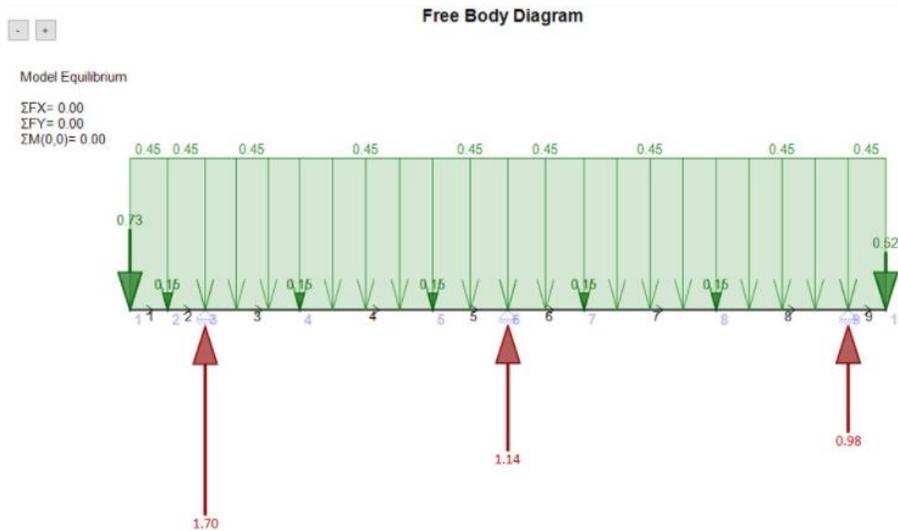
Tabla 39.*Peso de elementos que conforman el diseño*

Peso	Poleas	Banda	Motor	Cajas
[Kg]	21,77	15,84	37	15

Nota. Tabla de datos obtenidos para el diseño de la cama deslízate.

Figura 29.

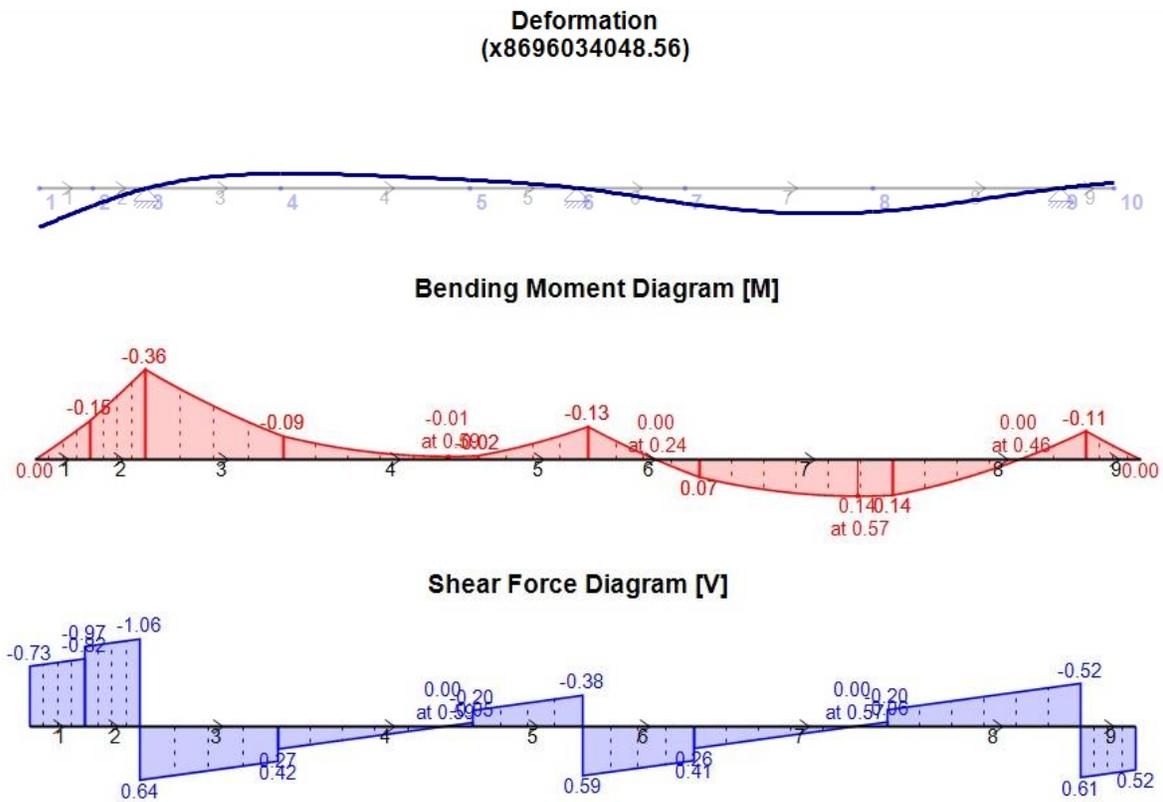
Diagrama Cuerpo Libre Perfil C EngiLab



Nota. Elaborado en programa EngiLab DCL

Figura 30.

Diagrama Deformación -Flector-Cortante EngiLab.

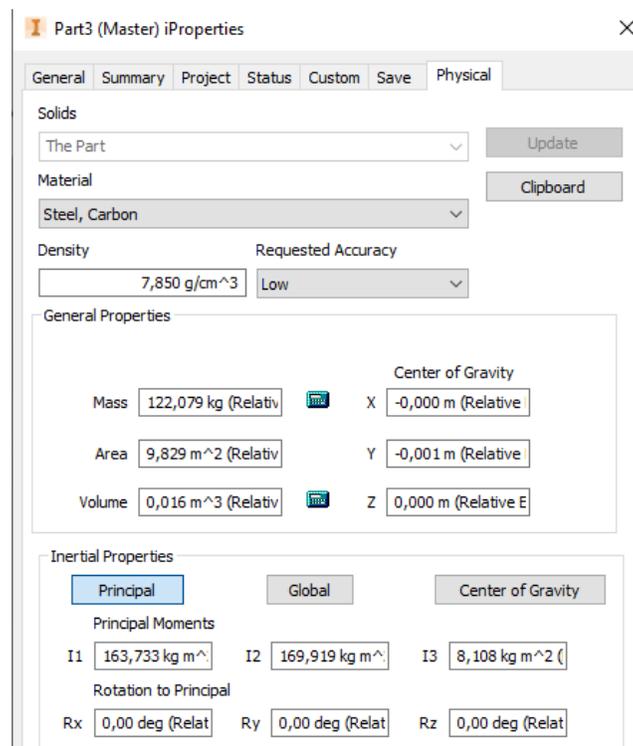


Nota: Elaborado en programa EngiLab

Para continuar con el procedimiento, la información pertinente de momentos de inercia, centros de masa, y la masa del perfil no se encuentra ya que es un perfil a desarrollar, por tal motivo con la herramienta de CAD, Autodesk Inventor se pone en el centro del plano y se sacan las propiedades, que luego deben tener relación con las inercias permisibles para relacionarlas y analizarlas con en el método Cross y luego verificados en el programa SAP2000 en conclusión, la tabla de propiedades de la Figura 31 y Figura 32 será la referencia para analizar las permisibilidad la inercia del perfil, junto con la que se desarrolla analíticamente, con los esfuerzos y centros de masa.

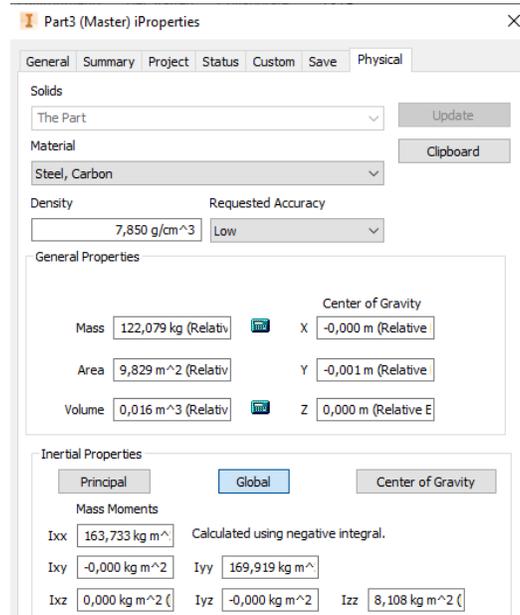
A continuación, se evidencia el perfil y las propiedades del programa para este análisis.

Figura 31.
Momentos de inercia perfil C



Nota. Información obtenida del diseño y desarrollo del perfil C en inventor

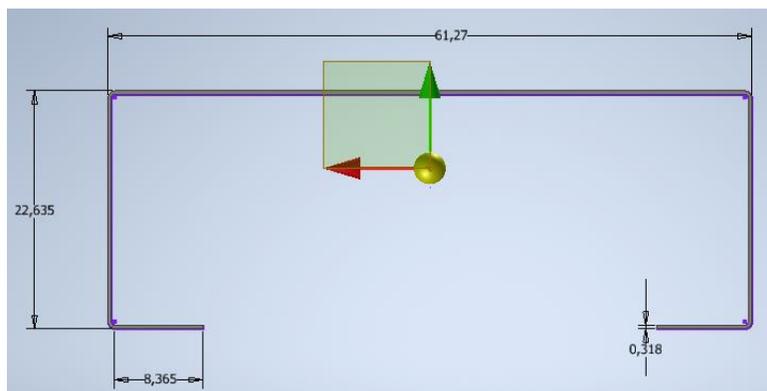
Figura 32.
Centros de Gravedad perfil C



Nota. Información obtenida del diseño y desarrollo del perfil C en inventor

En la Figura 33 podemos evidenciar el plano del perfil y la ubicación de su centro de gravedad para tener en cuenta en el desarrollo del análisis.

Figura 33.
Plano del perfil para toma de datos



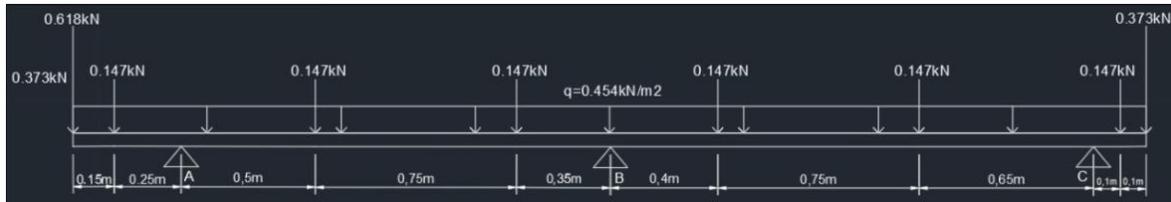
Nota. Elaboración propia programa Inventor con su centro de gravedad (unidades cm)

El análisis estático que se realiza, se basa en el diagrama de cuerpo libre (Figura 34) donde se pueden apreciar las cargas puntuales aplicadas sobre la viga, como se evidencio en el diseño del

transportador, el distanciamiento entre cada caja esta parametrizado y estas cargas también están expuestas en el diagrama, con el fin de analizar todos los esfuerzos que existen sobre el perfil, teniéndose en cuenta además el peso del motor, el peso de las poleas, peso de la banda y todas las cargas existentes.

Figura 34.

Plano diagrama de cuerpo libre viga



Nota. Plano hecho en AutoCAD del D.C.L.

Como se puede apreciar en el diagrama, debido a la longitud de la viga de 4m es necesario poner 3 apoyos para que la banda no sufra deformaciones o pandeo y que los puntos de apoyo no estén a una longitud muy grande.

En consecuencia, es necesario realizar el análisis de una viga asimétrica e indeterminada, debido a su cantidad de apoyo. Para esto se debe recurrir el método de redistribución de momentos o método de Cross, que es un método de análisis estructural para vigas estáticamente indeterminadas desarrollado por Hardy Cross y que permite el cálculo de estructuras hiperestáticas mediante un método iterativo que converge hacia la solución correcta de los momentos a flexión en cada sección de la viga y así poder resolver cada sección por sumatoria de fuerzas y momentos[26].

Se inicia calculando el factor de rigidez (K) para cada tramo, por medio de la ecuación 57.

Ecuación 57. Factor de rigidez

$$K = \frac{I}{L}$$

Donde:

K = Factor de rigidez

I = Inercia del tramo

l = longitud de la luz

Teniendo en cuenta que para secciones en voladizo el factor K es igual a 0 ya que estos no son rígidos y para las secciones de la mitad se utiliza una inercia igual a 1, por lo que la inercia no cambia en todo el perfil, en la Tabla 40 se logra apreciar el procedimiento realizado en Excel para el cálculo de cada factor.

Posteriormente se calcula el FD (factor de distribución) en ambas direcciones de cada nodo. Para nodos que tienen voladizo el FD es 0 para el lado del voladizo y 1 para la otra sección del perfil. En el caso del nodo central que es el nodo B se calcula con la ecuación (a) para la sección entre los nodos B-A y con la ecuación (b) para la sección entre los nodos B-C.

Ecuación 58. Factor de distribución

$$(a) FD_B = \frac{K_{BA}}{K_{BA} + K_{BC}} \quad (b) FD_b = \frac{K_{BC}}{K_{BC} + K_{BA}}$$

Donde:

FD_B = Factor de distribución del nodo B

K_{BA} = Factor de rigidez del tramo BA

K_{BC} = Factor de rigidez del tramo BC

Todas las ecuaciones mencionadas y explicadas según el procedimiento fueron implementadas en el desarrollo de la hoja de cálculo de Excel.

Para el paso siguiente, se deben calcular los momentos de fijación en cada nodo, para las secciones en voladizo se calcula con las fórmulas de la estática convencional, es decir multiplicar la fuerza por la distancia a la que esta es aplicada. Para las secciones AB y BC el momento de fijación se realiza con la Ecuación 59

Ecuación 59. Momento de fijación para carga distribuida

$$M_{f.c.distribuidas} = \frac{w * l^2}{12}$$

Donde:

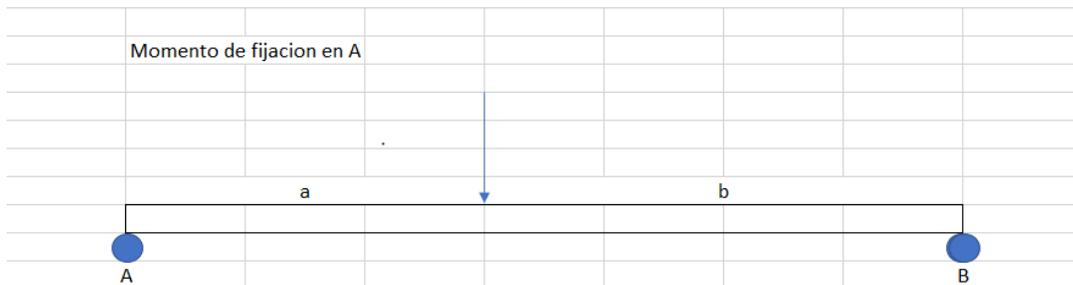
$M_{f.c.a}$ = Momento de fijación de la carga distribuida

w = Carga distribuida

l = longitud de la luz

Figura 35.

Momento de fijación para cargas puntuales



Nota. Explicación momento de fijación

Se debe tener en cuenta, como buscar el momento para las cargas que existen y si son distribuidas o puntuales, en la Ecuación 60 se aprecia el momento para carga distribuida.

Ecuación 60. Momento de fijación para carga puntual.

$$M_{f_{c.distribuidas}} = \frac{w * l^2}{12}$$

Donde:

$M_{f_{c.puntuales}}$ = Momento de fijación de la carga puntual

P = Carga puntual

a = Distancia entre el nodo A y la carga

b = Distancia entre la carga y el nodo B

l = longitud de la luz

Luego de tener los momentos de fijación se realiza el método iterativo de Cross, para esto se realiza el cálculo iterativo del Excel planteado, luego se procede a calcular la transposición y el balanceo para cada nodo. Por último, se calcula el momento final como la suma del momento de fijación, la trasposición y el balanceo. En la Tabla 40 se pueden ver las iteraciones de los cálculos realizados en Excel.

Tabla 40.

Tabla de iteraciones para cada sección

	VOL-A	AB	BA	BC	CB	VOL-B
FD	0	1	0,529	0,471	1	0
MF	-0,36	0,14	-0,14	0,18	-0,17	-0,10
Suma	0,00	0,22	-0,02	-0,02	0,27	0,00
	0,00	-0,01	0,11	0,14	-0,01	0,00
		0,01	-0,13	-0,12	0,01	0,00
		-0,07	0,00	0,00	-0,06	0,00
		0,07	0,00	0,00	0,06	0,00
		0,00	0,03	0,03	0,00	0,00
		0,00	-0,03	-0,03	0,00	0,00
		-0,02	0,00	0,00	-0,01	0,00
		0,02	0,00	0,00	0,01	0,00
		0,00	0,01	0,01	0,00	0,00
		0,00	-0,01	-0,01	0,00	0,00
		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Suma	-0,364	0,364	-0,182	0,182	0,098	-0,098
	Ay	Ay	By	By	Cy	Cy
	1,06	0,61	0,41	0,73	0,38	0,61
		1,67		1,14		0,99

Nota. Resultados método Cross

Del procedimiento aplicado se encontraron las reacciones en los apoyos teniendo en cuenta las fuerzas aplicadas en cada sección, este dato es de vital importancia para realizar el cálculo de las columnas que se ilustrara más adelante.

$$R_A = 1,67kN$$

$$R_B = 1,14kN$$

$$R_A = 0,99kN$$

Ecuación 61. Sumatoria de fuerzas

$$\sum Fy = 0$$

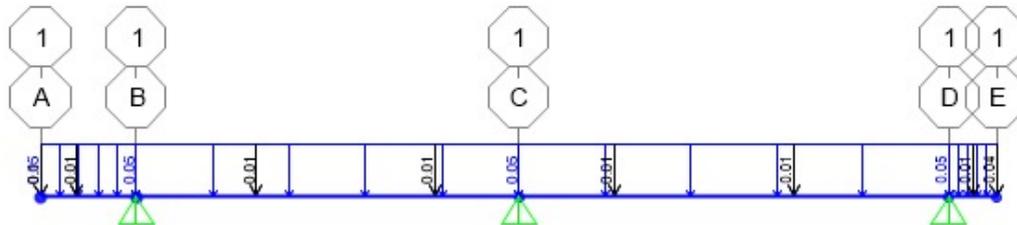
$$\sum Fy = 0,99 kN + 1,14kN + 1,67kN - 0,36kN - 0,375 kN - 0,147kN - 0,147kN - 0,147kN - 0,147kN - 0,147kN - 0,147kN - 0,375kN - 0,454 \frac{kN}{m} * 4m = 0$$

De los resultados obtenidos en la Tabla 40 se calcula la sumatoria de fuerzas y se determina que la viga está en equilibrio ya que da 0 luego de realizar el procedimiento.

Para continuar con el desarrollo del trabajo, se usa el programa de análisis estructural SAP2000, con el fin de realizar la simulación de las cargas

Figura 36.

Simulación del programa SAP2000

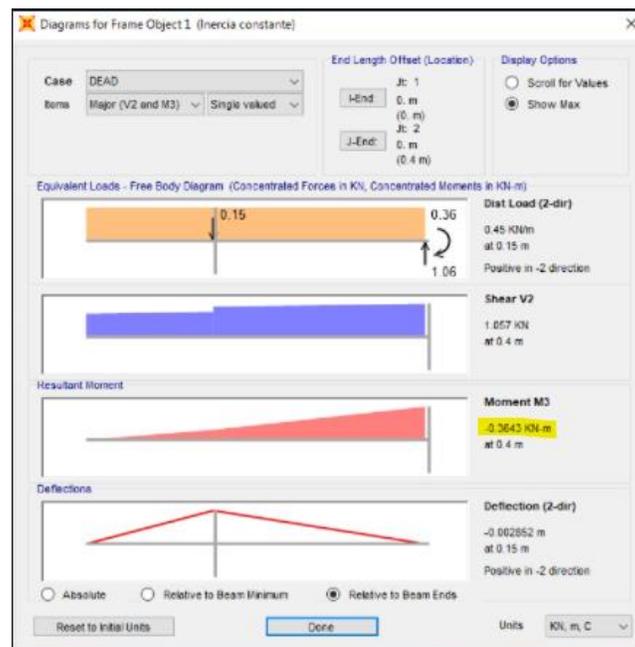


Nota. Diagrama obtenido de cálculo en programa SAP.

Se realiza un análisis de esfuerzos sobre la viga para confirmar los momentos hallados mediante el método cross realizado en Excel, como se evidencia en la Figura 37 el momento flector en el apoyo A es 0,3643 kN al igual que el resultado expresado en la Figura 37 Siendo este el punto sometido a un mayor esfuerzo.

Figura 37.

Análisis estructural apoyo A en software SAP2000

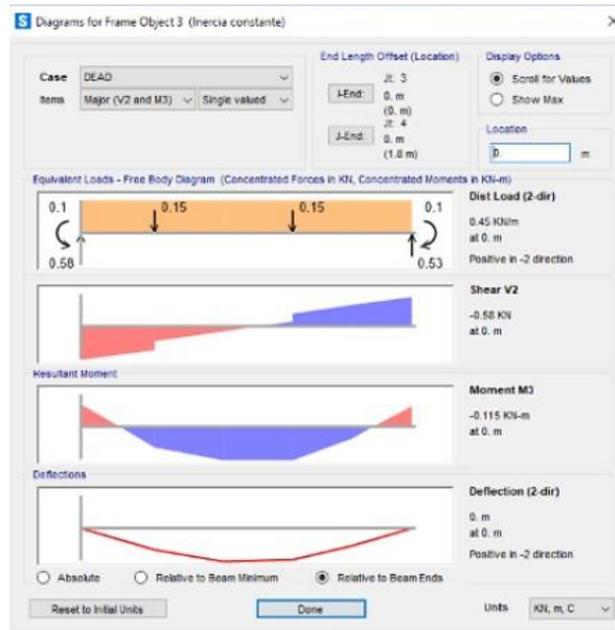


Nota. Tabla de datos para el momento flector

Para el siguiente apoyo, se puede evidenciar que el valor obtenido mediante el método Cross y el software de análisis de cargas en el apoyo B coincide dando como resultado 0,115 kNm.

Figura 38.

Análisis estructural apoyo B en software SAP2000

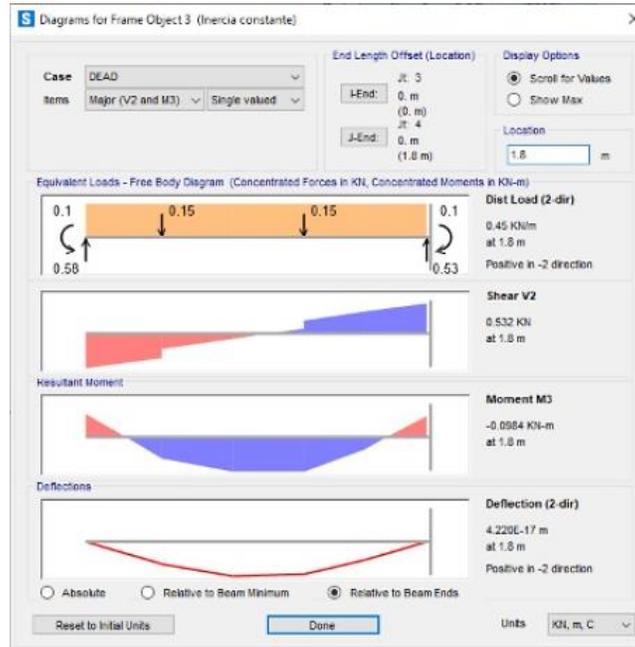


Nota. Tabla de datos para el momento flector.

Continuando con el análisis de esfuerzos en los apoyos, para el caso del apoyo que está sometido a menos carga (apoyo C) el valor del momento flector es de 0.0984 kNm como se puede evidenciar coincide igualmente con el método Cross explicado anteriormente.

Figura 39.

Análisis estructural apoyo C en software SAP2000

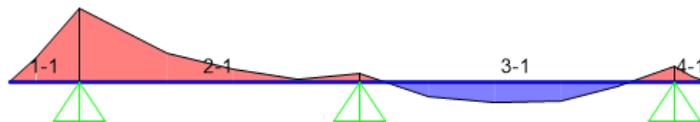


Nota. Tabla de datos para el momento flector.

Luego, se procede a identificar el punto de momento máximo que corresponde al valor en el apoyo A que es 0.3643 kNm y este punto se valor va a ser el de momento flector.

Figura 40.

Gráfica de momento de la viga



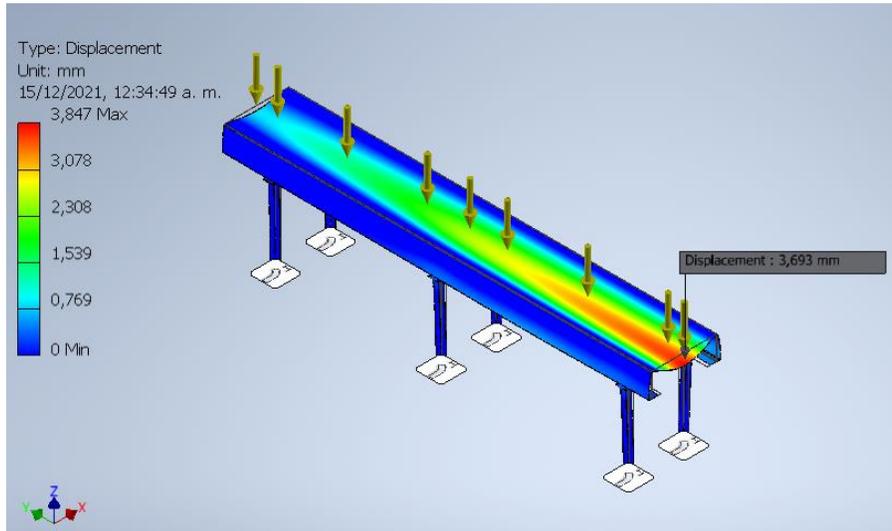
Nota. Figura que ilustra los puntos de mayor momento.

De la figura 40 se logra evidenciar que el diagrama de momento flector obtenido en SAP, corresponde al diagrama de momento obtenido en EngiLab 2021 de la Figura 30.

El desplazamiento del perfil se puede observar en la Figura 41 donde el mínimo es 0 mm y el máximo es 3.693 mm, como se puede evidenciar el máximo desplazamiento se da en el nodo A donde están las mayores cargas.

Figura 41.

Análisis estructural del desplazamiento

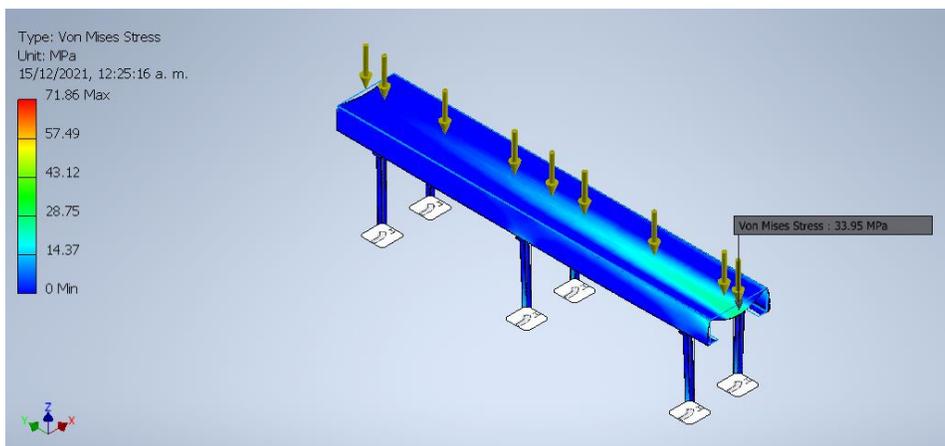


Nota. El nodo A corresponde al nodo de la derecha.

El análisis estructural de la tensión de Von Mises se puede evidenciar en la Figura 42, en donde se ve representando la tensión máxima sobre el perfil es de 33.95 MPa, el cual será tenido en cuenta de esta simulación estructura para ser comparado con el obtenido analíticamente y luego comparado con la fluencia del material.

Figura 42.

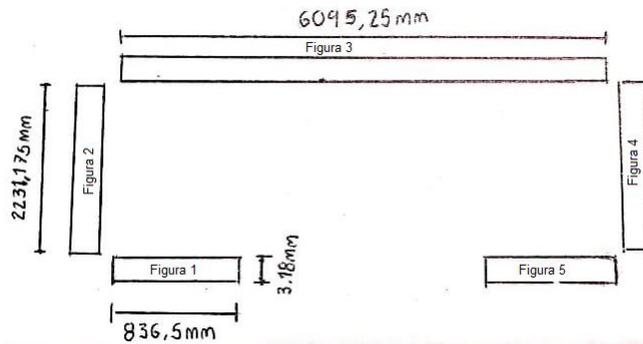
Análisis estructural de la tensión de Von Mises



Nota. El nodo A corresponde al nodo de la derecha.

A continuación, se realiza el cálculo de la inercia analíticamente para tener en cuenta a la hora de hallar el esfuerzo al que está sometido el perfil junto con el momento flector máximo encontrado anteriormente.

Figura 43.
Secciones del perfil C



Nota. Medidas del perfil en C para la cama deslizante

Las ecuaciones a tener en cuenta para hallar la inercia se pueden evidenciar ecuación 62.

Ecuación 62. Inercia

$$I_z = I_x + A r^2,$$

$I_{0x} = \frac{b \cdot h^3}{12}$

$I_{0y} = \frac{h \cdot b^3}{12}$

Nota: Teorema de eje paralelo [en línea] [Teorema del eje paralelo - Wikipedia, la enciclopedia libre](#)

Tabla 41.

Hallar la inercia del perfil

FIGURA	A (mm ²)	y	A*y	I (mm ⁴)	d (m)	A*d ²	I+A*d ²
1	265,589	1,588	421,622	223,108	183,640	895662,19	895684,5
2	708,581	111,588	79068,740	2941027,693	72,054	367879,39	661982,1
3	1935,242	1,588	3072,196	1625,704	39,532	302435,54	302598,1
4	708,581	111,588	79068,740	2941027,693	72,054	367879,39	661982,1
5	265,589	1,588	421,622	223,108	183,640	895662,19	895684,5
suma Σ	3883,581		162052,922				3417931,300

Nota. Tabla que muestra el cálculo del momento de inercia

Con los datos hallados se calcula el esfuerzo a flexión que va a soportar la viga con la ecuación 63.

Ecuación 63. Esfuerzo a flexión

$$\sigma = \frac{M * y}{I}$$

Donde:

$\sigma =$ Esfuerzo a flexión

$M =$ Momento flector

$y =$ Centroide

$I =$ Inercia

Teniendo el dato de momento flector máximo aplicado en el nodo A, con la inercia que se halla analíticamente y sabiendo que el perfil es de 612,7 mm por lo tanto el centroide es de 306,35 mm respecto al eje x, calculamos el esfuerzo a flexión

Ecuación 64. Esfuerzo a flexión

$$\sigma = \frac{0.364\text{KN} * \text{m} * 0.3063\text{m}}{3.41793 * 10^{-6}\text{m}^4} = 32620.09\text{KN} = 32.620\text{MPa}$$

Siendo este resultado semejante a la tensión de Von Mises del análisis estructural realizado en Inventor (Figura 42). La lamina seleccionada HR es de acero ASTM-A36 debe su nombre a su proceso de elaboración en caliente, este acero tiene un esfuerzo a fluencia de 250 MPa [27], según la norma ASD, el esfuerzo a fluencia se determina multiplicando el esfuerzo de fluencia por un factor de seguridad como se evidencia en la Ecuación 65.

Ecuación 65. Esfuerzo a flexión.

$$\sigma = \sigma_{\gamma} * f.s.$$

Donde:

$\sigma =$ Esfuerzo a flexión

$\sigma_{\gamma} =$ Esfuerzo de Fluencia

$f.s =$ Factor de seguridad

Teniendo en cuenta el factor de seguridad de la norma ASD de 0,66 [28].

$$\sigma = 250\text{MPa} * 0,66 = 165\text{MPa}$$

Por lo tanto, se puede afirmar que el perfil no falla por flexión ya que el esfuerzo analítico y el de Von Misses son inferiores al esfuerzo a flexión del material A36.

5.1.3.b Análisis estructural de columnas. Para iniciar con el análisis estructural de columnas lo que primordialmente se debe tener en cuenta la carga por pandeo ya que las columnas van a ser relativamente cortas con una longitud de 90 cm, la ecuación que se va a utilizar es la carga de pandeo de Euler que se explica en la ecuación 66.

Ecuación 66. Carga de Pandeo de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{L}{r}\right)^2}$$

Donde:

P_{cr} = Carga de Pandeo

E = Modulo de elasticidad

A = Área del perfil cuadrado

L = Altura de la columna

r = Radio de giro

El módulo de elasticidad del acero se estableció según la Tabla 42 de propiedades físicas de materiales de ingeniería del Instituto Nickel, se eligió el valor de 206.8 GPa para acero al carbón.

Tabla 42.

Tabla de propiedades físicas de materiales del Instituto Nickel

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8

Nota. Tabla que muestra las características del material para el diseño de la cama deslizante

Para el radio de giro se eligió un perfil de 50 mm x 50 mm, con un espesor de 2 mm y un peso de 2.93 kg/m del siguiente catálogo de Colmena, donde se estableció un radio de giro de 1.95cm

Tabla 43.

Catálogo de tubos cuadrados de Colmena

PERFIL CUADRADO											
TAMA—O PERFIL		ESPEJOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	iREA cm ²	FLEXI°N			M°DULO PL°STICO Zx = Zy cm ³	TORSI°N		UNIDAD DE EMPAQUE
TAMA—O NOMINAL					MOMENTO INERCIA Ix = Iy cm ⁴	M°DULO EL°STICO Sx = Sy cm ³	RADIO DE GIRO rx = ry cm		MOMENTO INERCIA J cm ⁴	M°DULO EL°STICO B cm ³	
PULG.	MM										
2 X 2	50 X 50	1,50	2,24	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
		2,00	2,93	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
		2,50	3,60	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
		3,00	4,25	5,41	19,47	7,79	1,90	9,39	32,53	11,84	

Nota. Características y datos del perfil cuadrado para el diseño de las vigas

Con los datos seleccionados procedemos a realizar el cálculo de Pandeo de Euler a continuación:

Ecuación 67. Cálculo de la carga de Pandeo de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 206.8 * 10^9 Pa * 3.73 cm^2}{\left(\frac{90 cm}{1.95 cm}\right)^2}$$

$$P_{cr} = 3.6050 * GPa * cm^2$$

Con este resultado se obtiene la fuerza admisible de la columna la cual debe ser mayor al de la carga máxima que va a soportar; el nodo que va a soportar más carga es el nodo A y la reacción en este nodo es de un valor de 1,67 KN (1670 Pa*m²) que se va a dividir por dos ya que cada nodo tiene dos columnas, obteniendo como resultado 835 Pa*m².

Ecuación 68. Fuerza admisible de la columna

$$P_{cr} = 3.6050 * GPa * cm^2 > (0.0835 * GPa * cm^2) = R_A$$

El siguiente paso es determinar la longitud efectiva de la columna, para ello primero debemos establecer un factor k que se establece según los apoyos de la columna que en este caso serían dos apoyos de rotación libre y traslación impedida, por lo tanto, la k es igual 1 tabla 44:

Tabla 44.

Manual de perfiles metálicos Ahmsa

Tabla C-C.2-1
Valores de K para columnas

La forma de pandeo se indica en línea de puntos	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valores teóricos de K	0,5	0,7	1,0	1,0	2,0	2,0
Valores recomendados de proyecto para condiciones reales	0,65	0,80	1,2	1,0	2,10	2,0
Condiciones de vínculo	 Rotación y Traslación impedida  Rotación libre y Traslación impedida  Rotación impedida y Traslación libre  Rotación libre y Traslación libre					

Nota. Tabla que muestra el factor K para el pandeo según el apoyo

<https://es.scribd.com/document/254971930/03-AHMSA-K>

Ahora se debe confirmar si se pueden tomar los valores de esta tabla 44, verificando que la siguiente relación es menor a 200

Ecuación 69. Verificación de parámetro

$$\frac{kl}{r} < 200 \qquad \frac{1 * 90cm}{1.95cm} < 200 \qquad 46.15 < 200$$

Continuando con el cálculo de la longitud efectiva se va a utilizar la ecuación 70.

Ecuación 70. Longitud efectiva

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

Donde:

P_{cr} = Carga de Pandeo

E = Modulo de elasticidad

A = Área del perfil cuadrado

L = Altura de la columna

$r = \text{Radio de giro}$

$k = \text{Factor de longitud de efectiva}$

Al tener un factor k de 1 el cálculo de la carga de Pandeo de Euler va a permanecer igual que antes, lo que nos establece que la longitud establecida es correcta.

Ecuación 71. Cálculo de la carga de Pandeo de Euler

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 206.8 \text{ GPa} * 3.73 \text{ cm}^2}{\left(\frac{1.0 * 90 \text{ cm}}{1.95 \text{ cm}}\right)^2}$$

$$P_{cr} = 3.6050 \text{ GPa} * \text{cm}^2$$

- Soldadura de la estructura.

Analizando el momento máximo y el esfuerzo cortante de 0.3643 KNm (364.3 Nm) y 1.06 KN (1060 N) respectivamente, se procesa a realizar el cálculo de la soldadura. Los diferentes cálculos fueron con base al libro de diseño de máquinas de Norton [29].

Ecuación 72. Carga cortante por unidad de longitud de soldadura.

$$f_s = \frac{M}{S_w}$$

Donde

f_s , carga por flexión.

S_w , factor geométrico para el análisis de la soldadura.

M , momento flector.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$f_s = \frac{364.3 \text{ Nm} \left(\frac{1 \text{ lb/in}}{0.113 \text{ N/m}}\right)}{(2 \text{ in})(2 \text{ in}) + \frac{2 \text{ in}^2}{3}} = 690 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Ecuación 73. Carga de flexión por unidad de longitud de soldadura.

$$f_b = \frac{V}{A_w}$$

Donde

f_b , carga por flexión.

A_w , factor geométrico para el análisis de la soldadura.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$f_b = \frac{1060 N \left(\frac{0.2248 \text{ lb}}{1 N} \right)}{(2.2 \text{ in}) + (2.2 \text{ in})} = 54.15 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Ecuación 74. Carga de torsión por unidad de longitud de soldadura.

$$F_R = \sqrt{f_b^2 + f_s^2} = \sqrt{(690 \text{ lb/in})^2 + (54.15 \text{ lb/in})^2} = 692 \text{ lb/in}$$

Donde,

F_R , es la carga de torsión.

Ecuación 75. Esfuerzo cortante permisible.

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 E_{xx}$$

Donde

$\tau_{\text{permisible}}$, es el esfuerzo cortante permisible.

E_{xx} , resistencia a la tensión del electrodo.

En este caso, se tiene en cuenta que la resistencia a la tensión del electrodo E60 es igual a 60 000 lb/in².

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 \left(60000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right) = 18000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Ecuación 76. Dimensión de la garganta de la soldadura.

$$t = \frac{|F_R|}{\tau_{\text{permisible}}}$$

Donde,

t , es la dimensión de la garganta de soldadura.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$t = \frac{|692 \text{ lb/in}|}{18000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 0.03844 \frac{\text{in}^2}{\text{in}}$$

En este caso las soldaduras de filete son analizadas por medio de la dimensión de la pierna.

Ecuación 77. Dimensión de la pierna de soldadura.

$$w = 1.414(t)$$

Donde,

w, es la dimensión de la pierna de soldadura.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$w = 1.414(0.03844 \text{ in}) = 0.0543 \text{ in}$$

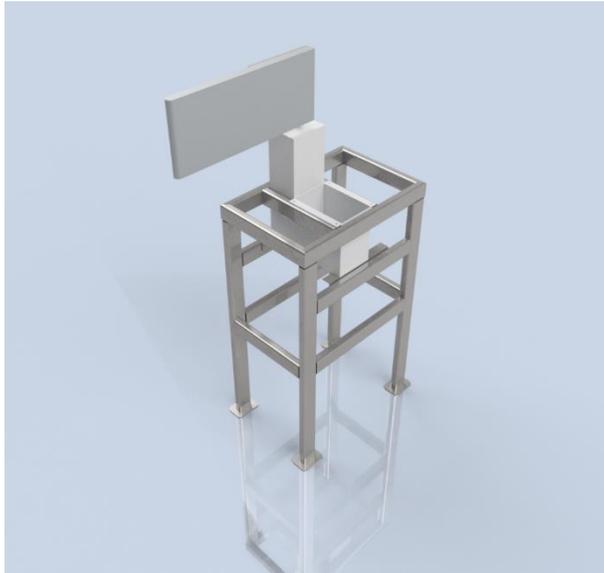
Por medio de la tabla 12-2 del libro de Norton [29], La soldadura aplicada en la parte de la estructura del diseño es de filete, empleando soldadura de arco de gas con electrodo metálico GMAW o MIG.

5.1.3.c Estructura para brazos oscilantes. A pesar de que el perfil de la cama deslizante no está sometido a cargas extremas y sus esfuerzos aplicados, no generan un desplazamiento muy grande, se decidió realizar una estructura aparte para el montaje de los brazos oscilantes, esto con el fin, de no generar una carga tan grande sobre el chasis estructural del transportador, ya que la masa relativa de estos mecanismos de distribución, oscilan entre 200lb y 400lb, esta información fue obtenida mediante correo electrónico por la empresa que fabrica y vende estos sistemas.

Para generar la simulación se realizó un CAD en donde se tuvieron en cuenta los materiales y medidas especificadas por el fabricante, para de esta manera obtener un peso estimado y poder realizar el análisis de esfuerzos, en la Figura 44 se encuentra un render de la estructura con el brazo oscilante instalado.

Figura 44.

CAD brazo oscilante

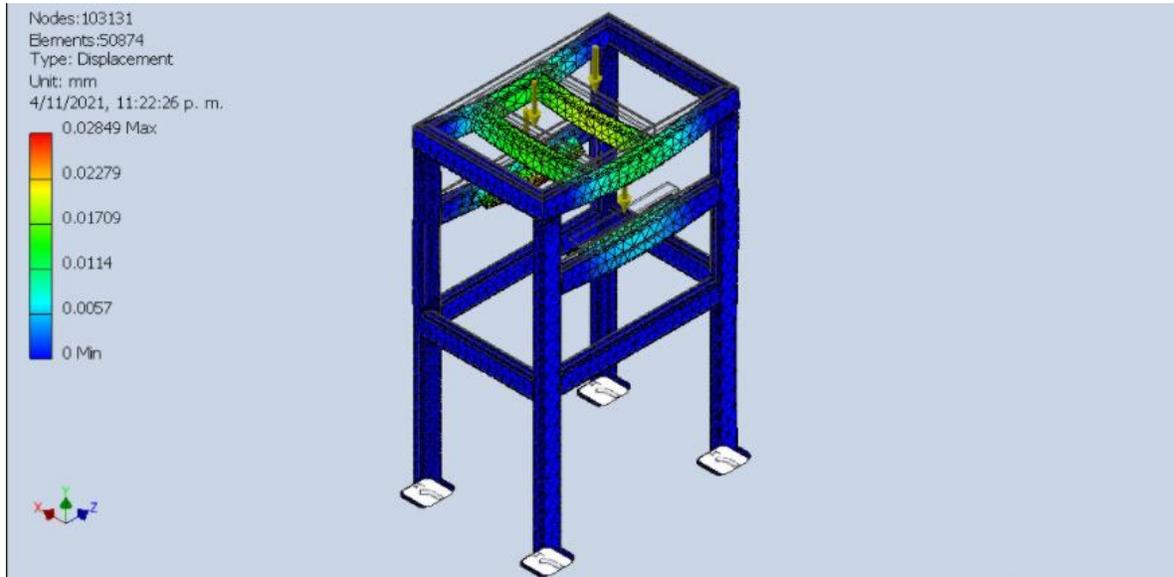


Nota. Renderizado del montaje brazo oscilante

Como se evidencia en la Figura 45, la carga de los brazos oscilantes sobre esta estructura, no genera un gran desplazamiento, la estructura soportaría una carga puntual y esta estaría anclada al piso mediante cuatro tornillos M10, de la Figura 45 se puede concluir que el desplazamiento generado esta entre valores de 0,0114 y 0,01709.

Figura 45.

Desplazamiento estructura brazos oscilantes

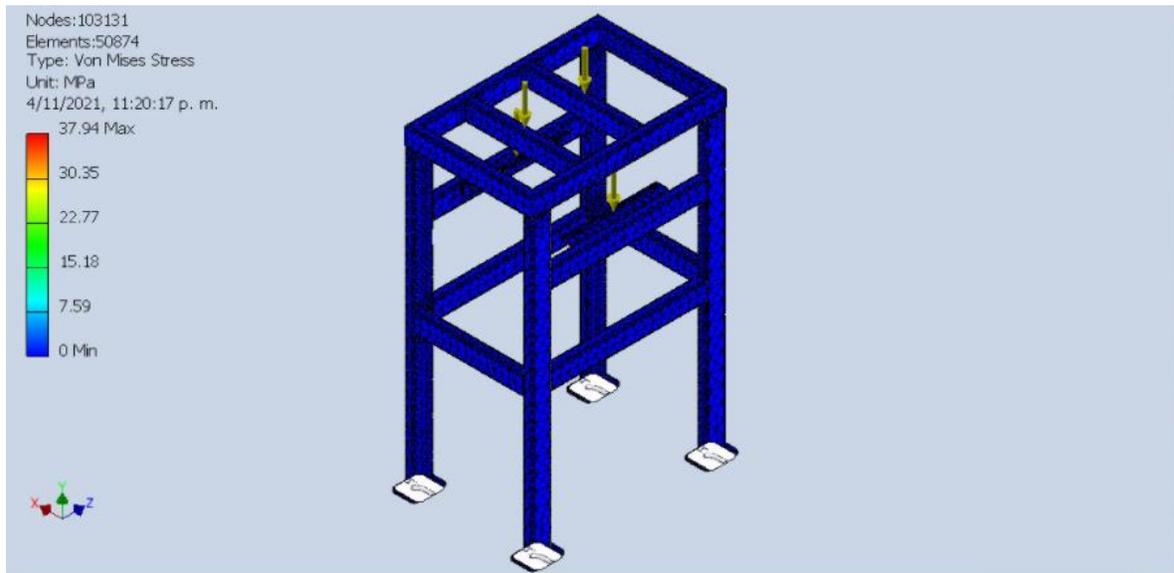


Nota. Desplazamientos mínimos para las cargas aplicadas sobre la estructura

Además, en el análisis se extrae el esfuerzo de Vos Misses mostrado en la Figura 46 para dar un mejor acercamiento al análisis estructural del sistema, el cual está sometido únicamente a una carga puntual, para el desarrollo de esta estructura no se tuvieron en cuenta análisis dinámicos ya que no es la finalidad de este proyecto realizarlos, el sistema al ser sometido a una carga constante tiene baja resonancia ya que el movimiento generado sobre la estructura es constante y uniforme según parámetros del fabricante

Figura 46.

Esfuerzo de Von Mises estructura brazos oscilantes



Nota. Esfuerzos de Von Mises aplicados sobre la estructura del brazo oscilante.

5.2. Automatización

5.2.1. Sistema de identificación

Para llevar a cabo el sistema de identificación se va a realizar la selección de la cámara escáner para la lectura de los códigos de barras 1D y aclarar qué tipo de código junto con el carácter o dígito que tendrá relevancia. Para esta selección se tienen en cuenta algunos parámetros importantes como el funcionamiento de la cámara, las conexiones y salidas que esta permita, así como también será importante para la automatización, una conexión LAN o Ethernet.

Para esto se debe identificar primero la diferenciación del código de barras unidimensional o lineal, es decir códigos 1-D. Los lectores de estos códigos analizan datos numéricos que dependiendo de la numeración y el orden, cambian las características del artículo, esta lectura se hace de izquierda a derecha y se organiza por medio de barras y espacios de diferente grosor, por lo tanto, la actividad que realiza el lector es decodificar la numeración presente dependiendo su simbología en incluso analizar el patrón de barras que se encuentra impreso en el código, sin embargo, la mayoría de estos lectores se enfocan en la numeración.

Existen diferentes tipos de simbología y numeración que ha ido evolucionando con el tiempo, desde los primeros códigos lineales llamado “código 39” utilizado en la industria militar y automotriz, hasta los códigos convencionales que es la codificación con la cual se desarrolló y programo este trabajo de tesis, el código UPC-A

Figura 47.

Ejemplo código de barras UPC-A



Nota. Patrones y numeración del código de barras que es decodificado por el lector [En línea]. Disponible: [Códigos de barras UPC-A - Simbología en códigos de barras | Cognex](#)

En la Figura 47 se puede analizar un ejemplo del patrón, Un código de barras UPC-A consta de 12 dígitos. Comienza con un carácter de un solo dígito del sistema numérico, que designa cómo se debe clasificar el código: como un producto regular, un artículo pesado, productos farmacéuticos, cupones, etc. Luego, hay un número de cinco dígitos del fabricante, seguido por un número de cinco dígitos del producto y, finalmente, un dígito de verificación. Cada dígito se representa con un patrón de identificación único de dos barras y dos espacios que tienen un ancho variable. No se pueden usar letras ni otros caracteres especiales aparte de los números.[30]

Teniendo en cuenta el tipo de patrón que se va a escanear y la codificación que se hace para el código seleccionado, de igual manera se selecciona la cámara o equipo que va a hacer la clasificación.

Los modelos In-sight 5705 de color o monocromático ofrecen un alto rendimiento optimizado, compatibles con ethernet. La velocidad de captura de imágenes lo hace un sensor eficaz y eficiente para aplicaciones de exigencia, según el fabricante es un sistema siete veces más rápido en comparación con uno de dos megapíxeles para ejecutar el filtro cerrado y de magnitud de bordes. El aumento significativo disminuye los ciclos de obturación de igual manera permite tener más precisión y logra imágenes más detalladas, además herramienta avanzada de detección de defectos, herramientas de ID (1D, 2D, OCR) como se muestra en la Figura 48, así como herramientas fundamentales de blob, borde, histograma y calibración no-lineal.[31]

Figura 48.

Demostración sensor In-Sight 5705 lectura códigos de barras



Nota. Lea códigos de barras 1D y códigos DataMatrix 2D como parte de una inspección total. [En línea].

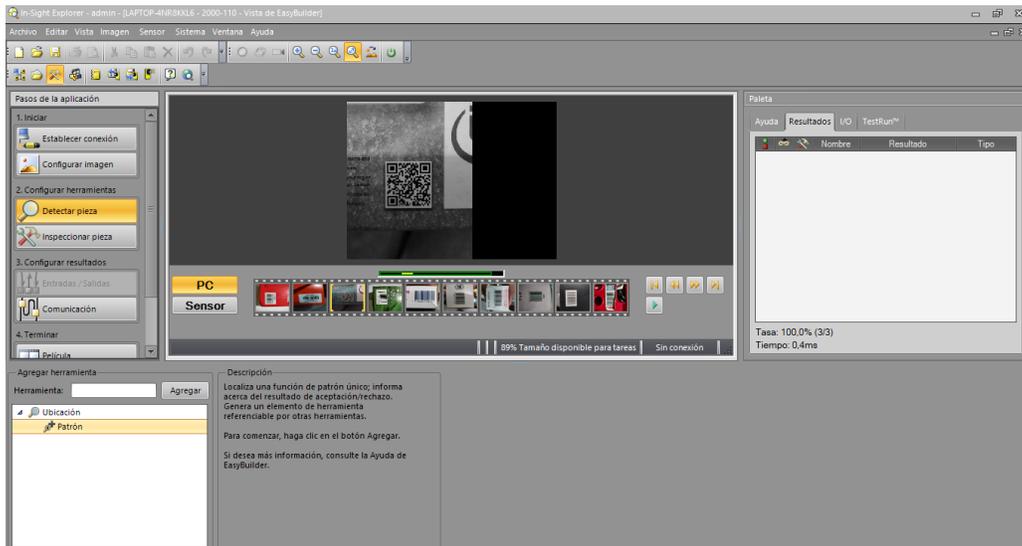
Las especificaciones técnicas se encontrarán en el Anexo 13 así mismo las condiciones de instalación y demás factores a tener en cuenta para el buen funcionamiento del equipo. Conociendo esta información, el fabricante permite el uso público de un simulador, para reconocer y evidenciar el funcionamiento de sus equipos, de tal manera que se realiza una simulación de este equipo expuesto a diferentes variables de orientación, diferentes códigos y se analiza la respuesta con fin de demostrar el reconocimiento de datos.

Haciendo uso de la herramienta In-Sight Explorer, el siguiente paso es desarrollar un sistema de reconocimiento con imágenes de diferentes patrones donde se evidencia la aceptación o rechazo de diferentes fotografías, estas fotografías son de origen propio y ayudaran a demostrar de mejor manera el funcionamiento del equipo, así como también el análisis de características propias de este, como por ejemplo: velocidad de respuesta, velocidad de obturación, análisis de error cuando las etiquetas no están bien posicionada o no es posible reconocerlas, todo con el fin de seguir los parámetros y delimitaciones expuestas en este documento.

En la figura 49 se puede dar una muestra de primera entrada al simulador, se adjuntan las fotografías de los artículos, se elige el tipo de equipo que se requiere analizar, junto con esto se selecciona el tipo de inspección que se realizara.

Figura 49.

Software implementado para hacer la simulación

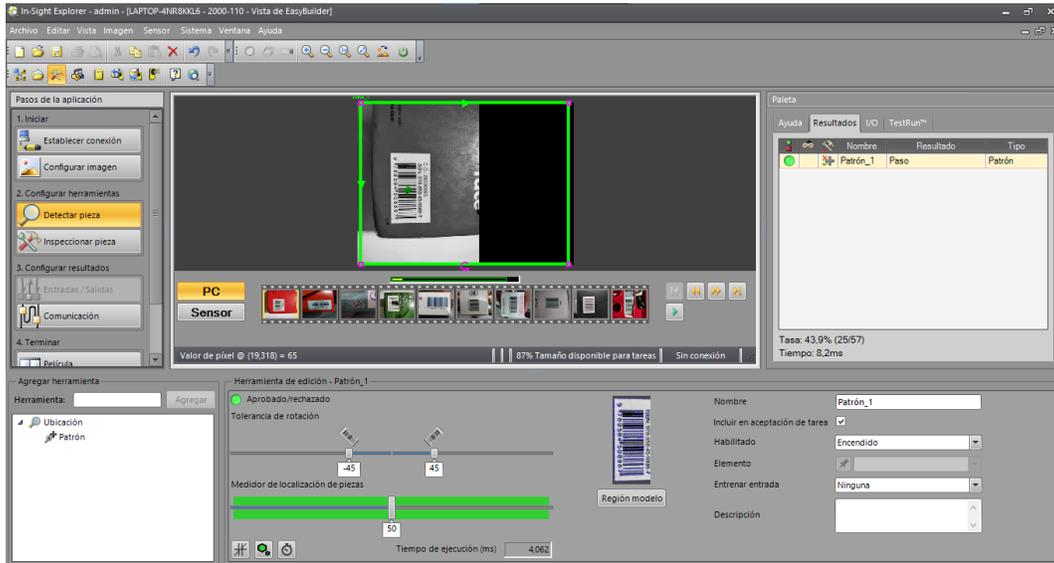


Nota. Imagen de la implementación del software utilizado para demostrar la eficiencia del sensor escogido, su velocidad de reacción y funcionamiento automático por medio de obturador automático

Para llevar a cabo la simulación, se tomaron 11 fotografías a diferentes tipos de código, con el fin de demostrar que el lector In-Sight 5705 reconoce el patrón y envía una señal de aprobado o no aprobado (figura 50).

Figura 50.

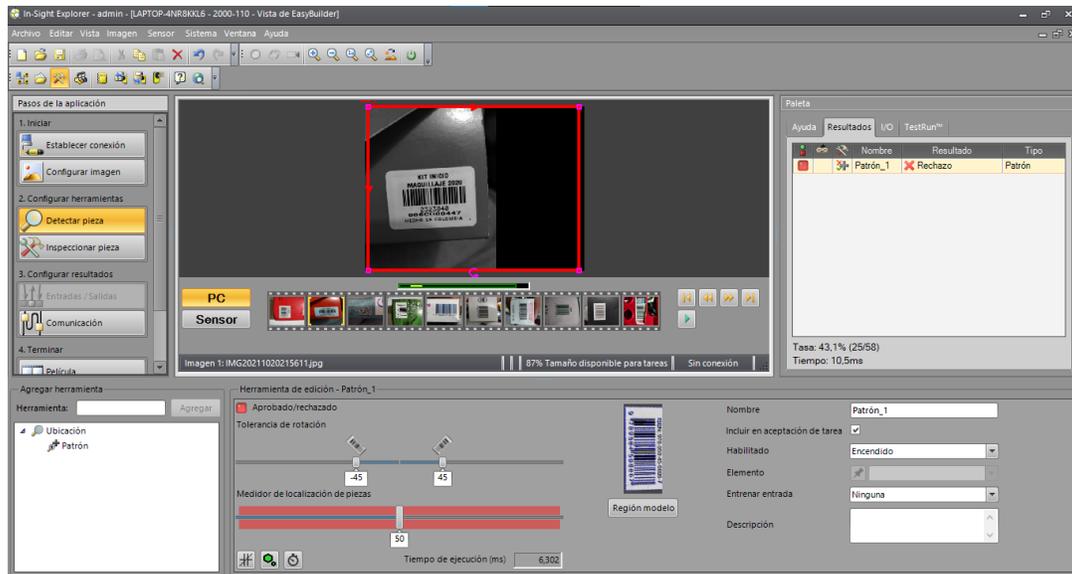
Lectura y la respuesta del lector aprobado para un código UPC-A



Nota. Código UPC-A

Figura 51.

Lectura y la respuesta del lector rechazado para un código UPC-A



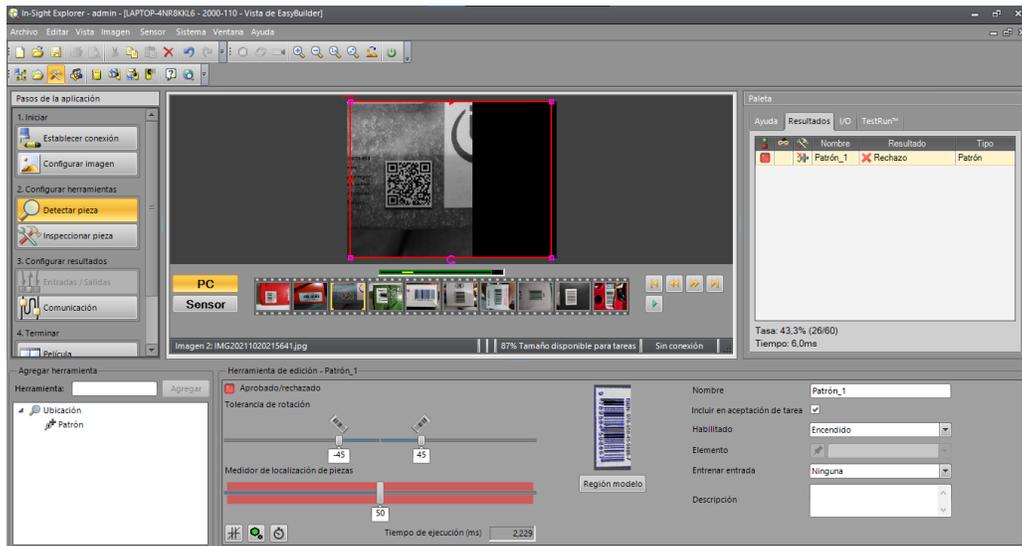
Nota. Demostración de respuesta del lector rechazado por la orientación del patrón escaneado

En la Figura 51 es posible apreciar que la orientación y la colocación de la etiqueta son variables que se deben controlar, como se describió en las delimitaciones de este trabajo, la etiqueta debe

estar ubicada en una misma posición y en un mismo sentido ya que si no se envía de esta manera el escáner rechazara esta etiqueta y no se realiza la clasificación de la misma. De la misma manera, en la figura 52 se puede apreciar que cuando el equipo detecta un código para el cual no está diseñado, ni en capacidad de reconocerlo, rechaza la etiqueta, como en este caso que se utilizó un código 2D o código QR

Figura 52.

Lectura de un tipo de patrón 2D rechazado por el lector

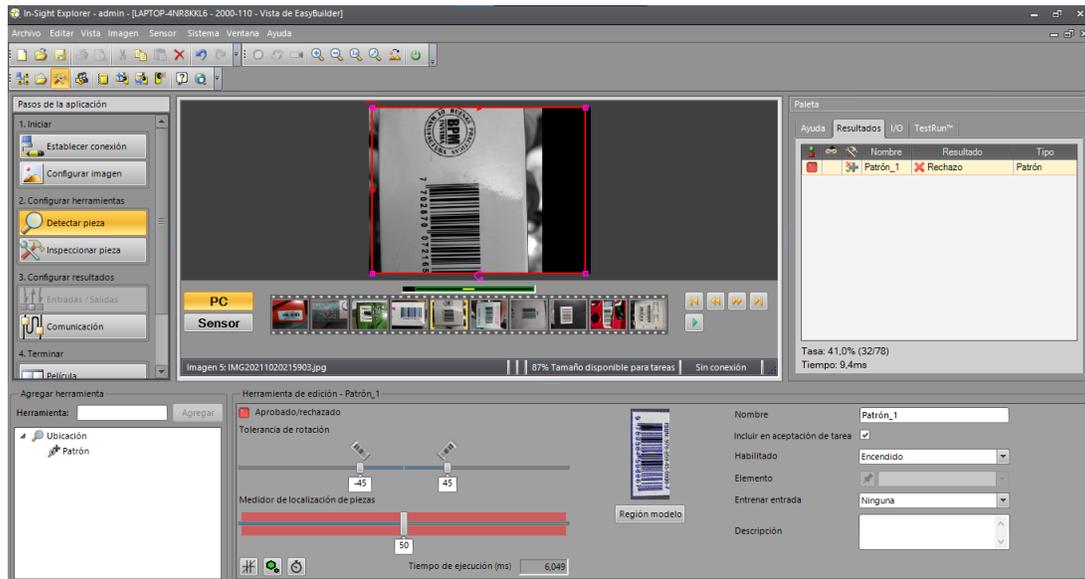


Nota. Ilustra que los códigos de otras características no son registrados por el lector

Con la simulación se comprueba que los tamaños de las cajas deben ser el indicado debido a la ubicación del equipo, ya que, si la etiqueta no sale completa y no se encuentra en el rango de visión establecido, el paquete será rechazado y no se hará la respectiva clasificación del paquete que pase por la máquina.

Figura 53.

Lectura de un patrón de etiqueta incompleta respuesta de rechazo

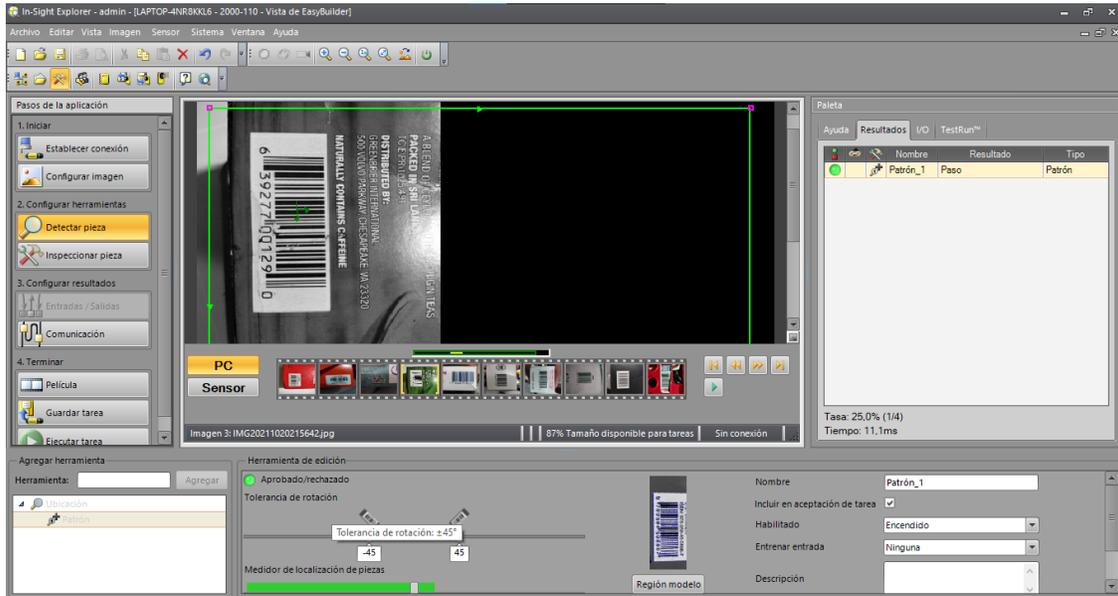


Nota. Rechazo de lector debido al posicionamiento del código

Para continuar con el proceso de simulación y teniendo en cuenta las características y parámetros del patrón que se va a escanear (UPC-A) mencionado anteriormente, se toma una fotografía de un tipo de código UPC-A, demostrando que es aceptado y aprobado su lectura por parte del equipo, demostrado en la figura 54.

Figura 54.

Lectura de código UPC-A aprobada por el sensor In-Sight 5705



Nota. Lectura del código UPC-A registrada y aprobada por el lector

A partir de la demostración mediante simulación del funcionamiento y lectura del equipo, ahora se enfocará en la toma de datos que tendrá en cuenta la clasificación, por lo tanto, en la Tabla 45 se dará a conocer cómo se decodifica el número y a qué corresponde cada uno de estos conjuntos o dígitos.

Tabla 45.

Código UPC-A de 12 dígitos e información contenida

CATEGORÍA DEL SISTEMA	CÓDIGO EMPRESA	CÓDIGO PRODUCTO	DIGITO DE CONTROL
0	12345	67890	5

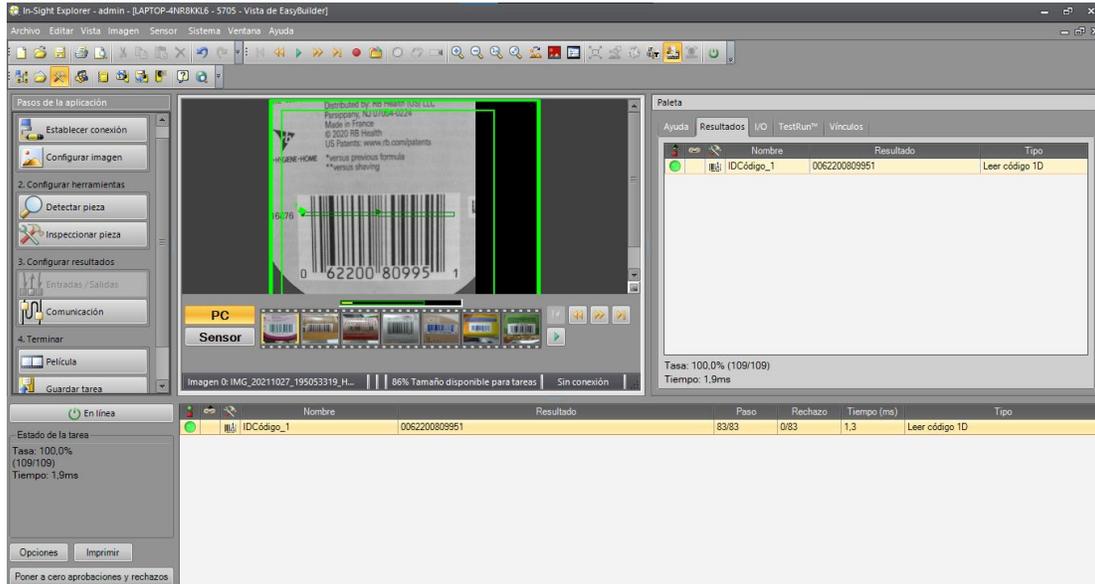
Nota. Representación de la correspondencia para los dígitos del patrón UPC-A

En el proceso de clasificación, el dígito que se va a tener en cuenta será el dígito de control al final como se muestra en la Tabla 45, siendo este número el que analiza el equipo, la numeración del 1 al 5 es de la que depende la activación del brazo correspondiente para cada número, es decir, esta

será la señal que envía al controlador para la activación de los solenoides, en el simulador se logra reconocer este dígito final como se muestra en la Figura 55.

Figura 55.

Decodificación del patrón UPC-A del equipo in-sight 5705

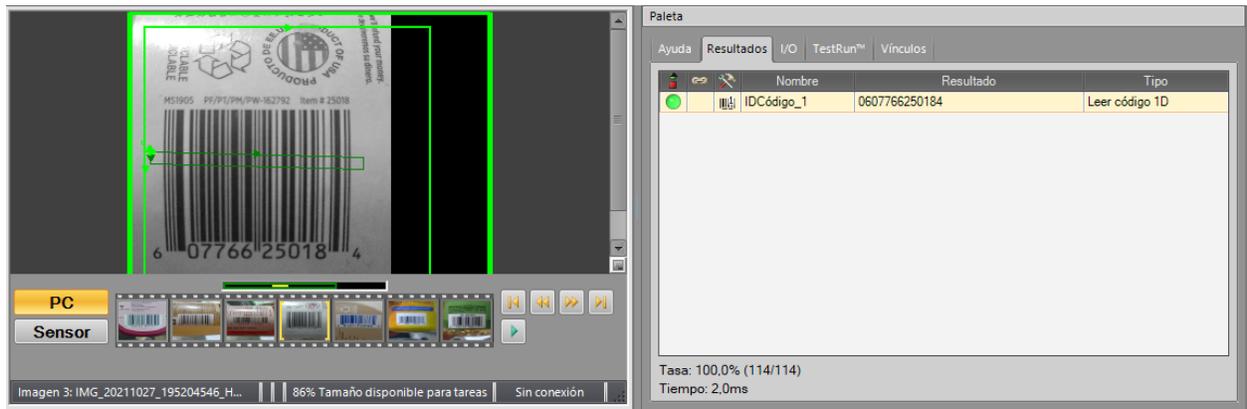


Nota. Lectura completa del código y sus dígitos respectivos en el lector

Se logró analizar que una vez inicia la simulación, el tiempo de respuesta es de 1,9 ms (figura 55) y es capaz de decodificar todos los dígitos del patrón UPC-A también aprobado, con toda la información que este contiene, toda esta decodificación es la señal que envía el equipo al controlador lógico y como se mencionó anteriormente el dígito final, que es el dígito de control, es el número que se tendrá en cuenta para la clasificación.

Figura 56.

Muestra del patrón y resultado de la simulación



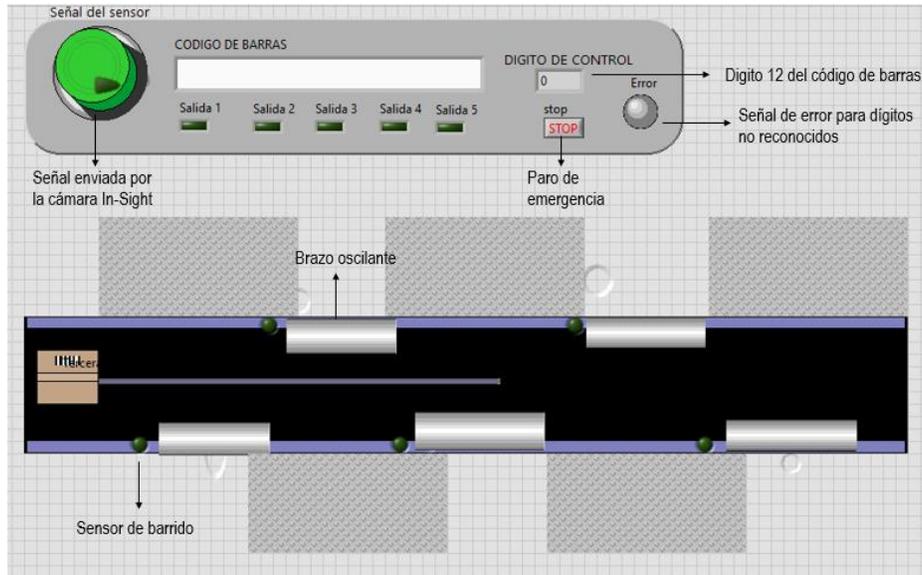
Nota. Resultado de la simulación y tiempo de reacción del lector junto con el código escaneado

5.2.2 Sistema de control automático

El sistema de automatización es programado mediante el software de LabView, en el cual mediante diagramas de bloques se realiza la simulación del proceso, y se entrega una ventana de usuario como se evidencia en la Figura 57, en este programa se realiza la programación de todos los ítems y dispositivos que participaran en el accionamiento y correcto funcionamiento del programa, para revisar la programación debe recurrir al Anexo 14 y el diagrama de flujo Anexo 15.

Figura 57.

Ventana de usuario programa LabVIEW

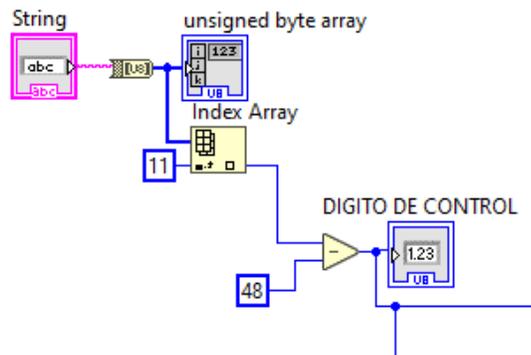


Nota. Simulación de banda transportadora y brazos oscilantes

El desarrollo de la programación es inicialmente definiendo los datos ingresados como un vector, ya que como se mencionó anteriormente el dígito de control será el dígito final, pero la señal que envía el sensor o la cámara es de todo el código de barras, por lo tanto el paso inicial es vectorizar este dato, esto se realiza mediante el uso de “unsigned byte array” e “index array” como se evidencia en la Figura 58, que este dato sea tomado solo para el dígito final con el indicador que aparece en la ventana de usuario

Figura 58.

Primera parte de la programación



Nota. Funciones “unsigned byte array” “index array”

Es importante hacer hincapié en que los datos recibidos por el indicador, son datos alfanuméricos y tiene un valor en el lenguaje de programación, para esto es importante tener en cuenta la Tabla 46 donde se logra evidenciar la relación entre caracteres y el número de correspondencia, añadido a esto, para que el dato alfanumérico arrojado sea el que realmente envía el sensor, es necesario restarle el número 48

Tabla 46.
Tabla caracteres del código ASCII

TABLA DE CARACTERES DEL CÓDIGO ASCII																				
1	0	25	↓	49	1	73	I	97	a	121	y	145	æ	169	↑	193	±	217	⌋	241
2	1	26	↓	50	2	74	J	98	b	122	z	146	Ⓐ	170	↑	194	±	218	⌋	242
3	2	27	↓	51	3	75	K	99	c	123	{	147	Ⓞ	171	↑	195	±	219	⌋	243
4	3	28	↓	52	4	76	L	100	d	124	}	148	Ⓞ	172	↑	196	±	220	⌋	244
5	4	29	↓	53	5	77	M	101	e	125	~	149	Ⓞ	173	↑	197	±	221	⌋	245
6	5	30	↓	54	6	78	N	102	f	126	~	150	ù	174	↑	198	±	222	⌋	246
7	6	31	↓	55	7	79	O	103	g	127	~	151	ù	175	↑	199	±	223	⌋	247
8	7	32	↓	56	8	80	P	104	h	128	~	152	ÿ	176	↑	200	±	224	⌋	248
9	8	33	↓	57	9	81	Q	105	i	129	~	153	ÿ	177	↑	201	±	225	⌋	249
10	9	34	↓	58	:	82	R	106	j	130	~	154	ÿ	178	↑	202	±	226	⌋	250
11	10	35	↓	59	;	83	S	107	k	131	~	155	ç	179	↑	203	±	227	⌋	251
12	11	36	↓	60	<	84	T	108	l	132	~	156	ç	180	↑	204	±	228	⌋	252
13	12	37	↓	61	=	85	U	109	m	133	~	157	ç	181	↑	205	±	229	⌋	253
14	13	38	↓	62	>	86	V	110	n	134	~	158	ç	182	↑	206	±	230	⌋	254
15	14	39	↓	63	?	87	W	111	o	135	~	159	ç	183	↑	207	±	231	⌋	255
16	15	40	↓	64	@	88	X	112	p	136	~	160	ç	184	↑	208	±	232	⌋	256
17	16	41	↓	65	A	89	Y	113	q	137	~	161	ç	185	↑	209	±	233	⌋	257
18	17	42	↓	66	B	90	Z	114	r	138	~	162	ç	186	↑	210	±	234	⌋	258
19	18	43	↓	67	C	91	[115	s	139	~	163	ç	187	↑	211	±	235	⌋	259
20	19	44	↓	68	D	92	\	116	t	140	~	164	ç	188	↑	212	±	236	⌋	260
21	20	45	↓	69	E	93]	117	u	141	~	165	ç	189	↑	213	±	237	⌋	261
22	21	46	↓	70	F	94	^	118	v	142	~	166	ç	190	↑	214	±	238	⌋	262
23	22	47	↓	71	G	95	_	119	w	143	~	167	ç	191	↑	215	±	239	⌋	263
24	23	48	↓	72	H	96	~	120	x	144	~	168	ç	192	↑	216	±	240	⌋	264

Nota. Correspondencia de caracteres para analizar la decodificación del número arrojado por el indicador programado

El siguiente paso es enviar la señal de activación a los brazos oscilantes luego de ser leída y recibida por el sensor, esta señal de recepción, será demostrada por medio del uso de un botón que en la Figura 57 tiene nombre de “señal del sensor”, luego de que este es aceptado y el dato de recepción es el adecuado para hacer la activación, se presiona el botón y se procede a realizar la clasificación, se utiliza una función de comparador para que se active, por ejemplo, la salida 1 cuando el dato que reciba del indicador es 0.

Entre la señal que es recibida por el sensor (simulado por el botón “señal de sensor”) junto con el número que es decodificado en la primera parte de la programación, hacen la activación de una estructura de programación, esta es activada por medio de una compuerta lógica que recibe las dos señales, dará entonces inicio a la estructura “case structure” la cual contiene dos estructuras más. A modo de simulación, se activa una estructura que funciona como una película, en la que se

muestran determinados slide según el lugar donde se deba ubicar, es decir, para que visualmente, en la ventana de usuario, la caja vaya hasta la salida predeterminada según el número del código y según la salida que deba activarse; dentro de estas funciones de estructura, esta otra función llamada “While loop” que permite que según condiciones de entrada, se genere un bucle y haga la repetición hasta que se cumpla la condición de desactivación, en el caso de la salida 1, este se desactiva y pasa a la siguiente visualización cuando la caja llega hasta la ubicación del sensor, la ventana de diagrama de bloques se encuentra en el Anexo 14 junto con un diagrama de flujo explicando la programación y el procedimiento que esta realiza una vez recibida la señal de entrada Anexo 15.

5.2.2.a Controladores y tarjetas. Para llevar a cabo el control de proceso es necesario el uso de equipos que funcionen con ciertas características, por esto para realizar un buen proceso de mando, se utiliza un Controlador CompactDAQ en cual, su principal función es conectar las tarjetas que se utilizan para conectividad ethernet y las salidas digitales, estas tarjetas y el módulo, son desarrollados y fabricados por National Instruments, fueron escogidos con el fin de hacer la interfaz con el programa donde se desarrolló la programación para este proyecto LabView, el cual también es desarrollado por la compañía mencionada anteriormente.

El Controlador CompactDAQ es ideal para realizar análisis de software en línea ya que logra registrar datos en memoria interna o en unidades de almacenamiento intercambiable este dispositivo tiene varias opciones de conectividad, como USB, Ethernet, CAN/LIN, y Serial RS232. Se puede ejecutar con Windows y variedad de sistemas operativos lo cual lo vuelve un sistema versátil, además su aplicación se puede hacer con varios lenguajes de programación, incluyendo LabVIEW[32].

Figura 59.
Controlador CompactDAQ



Nota. Se logra evidenciar los módulos de conectividad y salidas del dispositivo Tomado de: Nationals Instruments Disponible: <https://www.ni.com/es-co/shop/hardware/products/compactdaq-controller.html>

El dispositivo o tarjeta que se conectara a la unidad de control será el encargado de las salidas digitales y que estas entreguen el suficiente voltaje para la activación de los solenoides y válvulas de los brazos oscilantes mencionado anteriormente; por lo tanto, la tarjeta que se selecciono es el módulo de Salida de Relé de la Serie C

La principal función de este módulo es proporcionar señales de salida desde relés para sistemas CompactDAQ mencionado anteriormente, permite la conectividad de 8 señales hasta 60 V DC o 250V conmutación AC lo cual es ideal para la activación de los brazos oscilantes, El Módulo de Salida de Relé de la Serie C permite conexión directa a una amplia gama de dispositivos como lo son motores, actuadores y dispositivos DC [33]. Su funcionamiento se puede asemejar al de un PLC como se logra apreciar en la Figura 60 en su diagrama de conexión.

Figura 60.

Módulo de Salida de Relé de la Serie C



Nota. Módulo para las salidas digitales

Tomado de: National Instruments

Disponible: <https://www.ni.com/es-co/shop/hardware/products/c-series-relay-output-module.html>

Estos dos equipos logran realizar el control de proceso en la automatización, siendo el enlace entre la cámara de clasificación y los equipos de distribución, adecuados para ambos dispositivos, en la Figura 61 se muestra el tipo de conexión mediante cable de red que permite realizar estos dispositivos, al igual que como se muestra en esta figura, la cámara in-sight 5705 también tiene conexión por medio de cable de red siendo idónea para este sistema; además en la figura 61 también se logra evidenciar la conexión del módulo de salida relé al costado derecho del dispositivo.

Figura 61.

Machine Vision on CompactRIO and Single-Board RIO



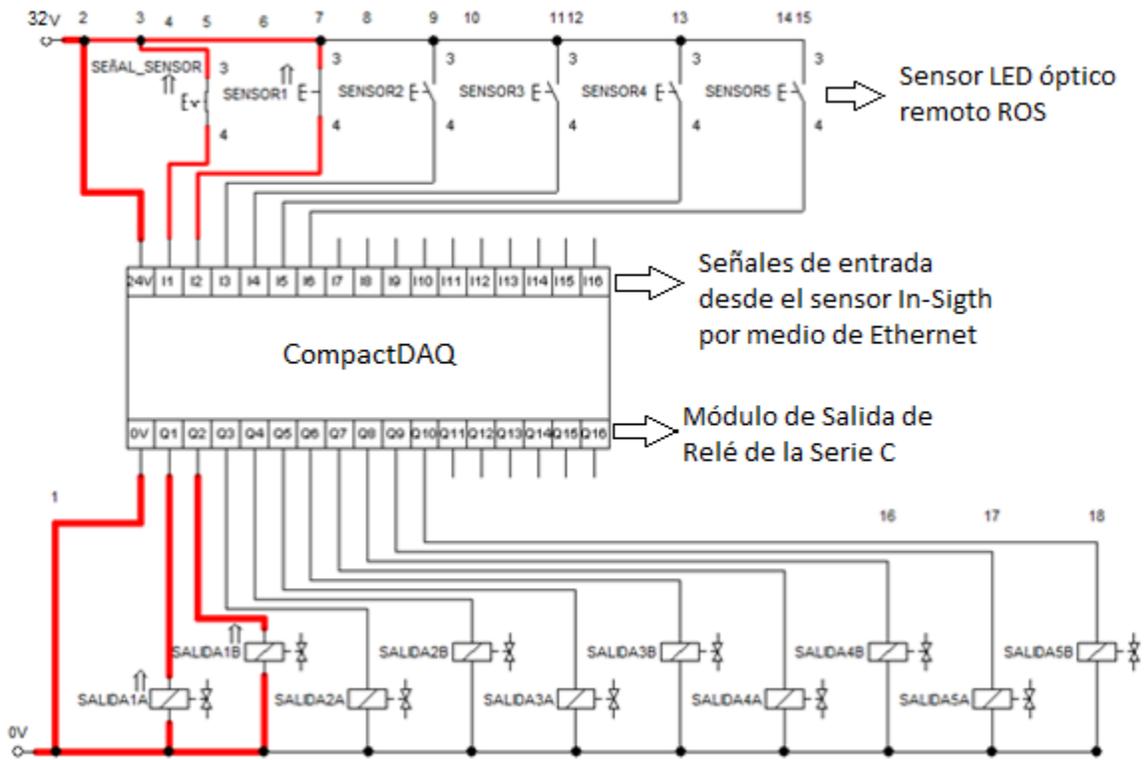
Nota. En la imagen se evidencia el Controlador CompactDAQ y el Módulo de Salida de Relé de la Serie C conectados, sin tener en cuenta las demás conexiones de los diferentes módulos. Tomado de: National Instruments Disponible: <https://www.ni.com/es-co/innovations/white-papers/11/machine-vision-on-compactrio-and-single-board-rio.html>.

5.2.2b Sensor de barrido. Los sensores que se implementan en la automatización, sensores de barrido, los cuales dan una mayor fiabilidad a la precisión y control de salida del brazo, con el fin de que la salida del brazo quede programada mediante dos señales, la señal de la cámara que capta el código de barras y la señal del sensor óptico cuando la caja se posicione en el lugar correcto para su salida. La referencia de este sensor es el sensor LED óptico remoto ROS de la empresa Monarch Instruments, el cual cuenta con la capacidad necesaria para velocidad de lectura y distancia de lectura, para mayor información y características del instrumento, ver Anexo 16.

5.2.2c Programa FluidSim. Debido a que los brazos oscilantes que se van a instalar para realizar la clasificación, son accionados neumáticamente, se realiza el diseño de la red neumática en el programa simulador FluidSim, en esta simulación se utiliza un módulo lógico para demostrar el funcionamiento de la tarjeta de National Instruments, así como también se hará uso de un interruptor y pulsadores para simular las entradas de la señal emitida por la cámara y la activación de los sensores ópticos o de barrido, demostrando el accionamiento de los actuadores únicamente cuando se reciban estas dos señales. Como se muestra en Figura 62 el interruptor llamado “SEÑAL_SENSOR” será la entrada y análisis de datos de la cámara In-Sight 5705, mientras que los pulsadores “SENSOR N” (N representa el número correspondiente de sensor) corresponden a la activación del sensor LED óptico remoto ROS, como se mencionó anteriormente, las válvulas se accionan mediante el uso de solenoides electroneumáticos.

Figura 62.

Simulación montaje FluidSim

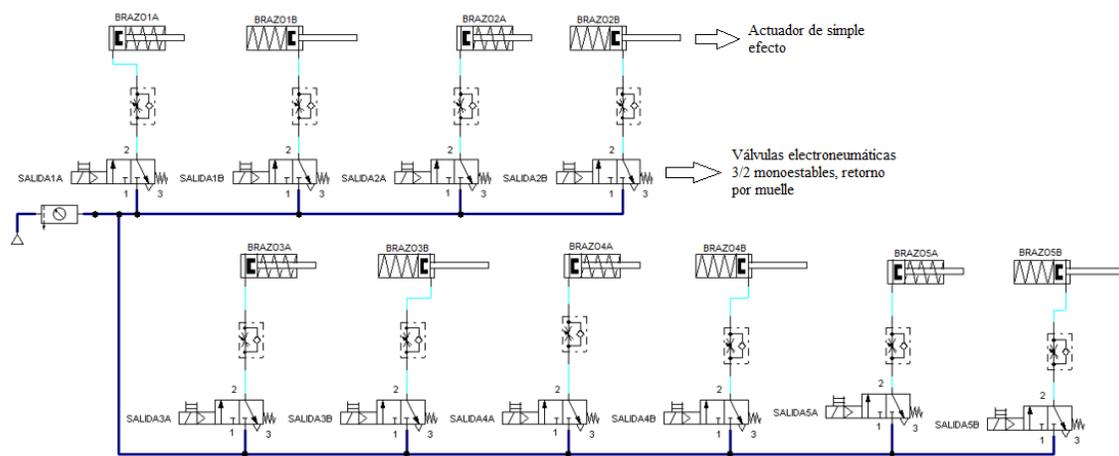


Nota. Montaje eléctrico de las conexiones para la salida digital

Los cilindros con los que se realiza la simulación son de simple efecto y la conexión neumática se muestra en la Figura 63 junto con la configuración de compuertas lógicas dentro del módulo lógico que se puede evidenciar en la Figura 64, en la cual se tiene en cuenta la implementación de compuertas lógicas AND para que los cilindros sean accionados con la señal del sensor y la activación de los sensores ópticos.

Figura 63.

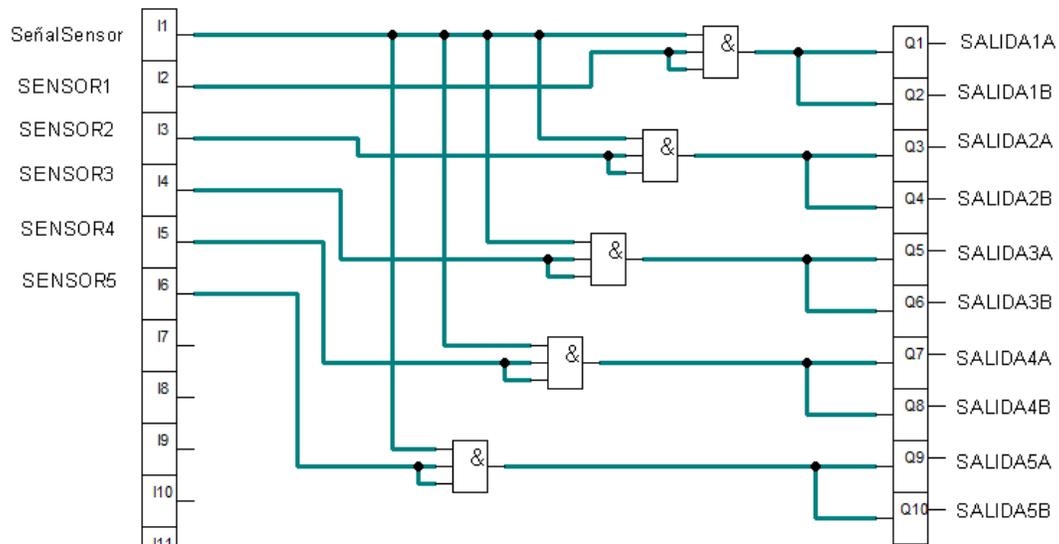
Simulación montaje neumático FluidSim



Nota. Montaje neumático del sistema de clasificación y distribución

Figura 64.

Configuración del módulo mediante compuertas lógicas



Nota. Montaje de compuertas lógicas para el desarrollo de la secuencia según la activación de sensores

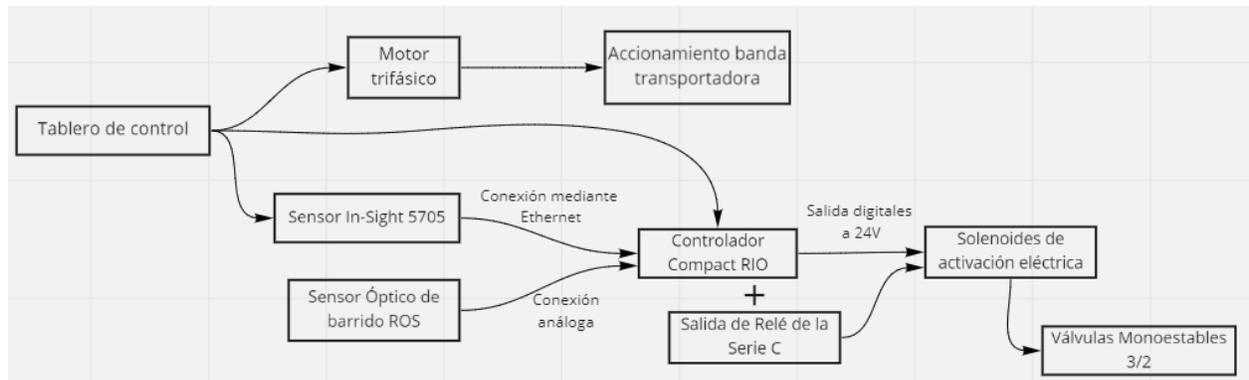
Con sistema neumática automatizada, se finalizaría la implementación del sistema automatizado para la maquina clasificadora de paquetes, con todos los equipos mencionados y la programación

pertinente presentada en este documento, la interfaz que se realiza y las conexiones se verán con más claridad en el manual de operación.

En la figura 65 se muestra un esquema ilustrativo del tipo de conexión para sistema de clasificación que se lleva a cabo, teniendo en cuenta el tipo de conexión

Figura 65.

Diagrama ilustrativo tipo de conexión.



Nota: Diagrama del funcionamiento de la máquina con su conexión

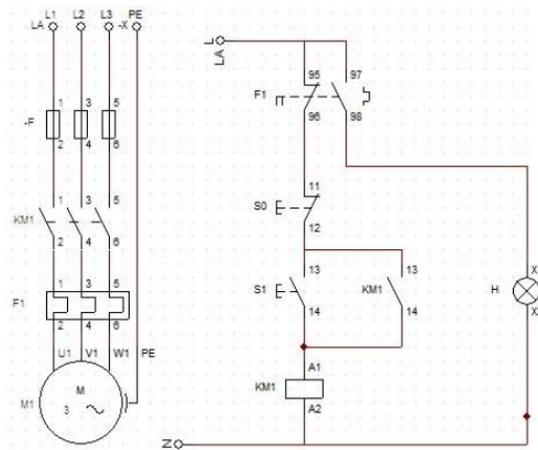
6. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

6.1 Manual de operación

La máquina de clasificación y distribución automatizada tiene una serie de instrucciones que se deben seguir para su correcto funcionamiento, desde su encendido hasta donde termina la operación clasificando las cajas. Teniendo esto en cuenta, el manual inicia con la configuración y conexión del motor que se debe implementar para el encendido de la máquina, según las especificaciones técnicas del motor que se utiliza (SAF 67 (E)DRN 100LA) motor trifásico por lo cual se instala un sistema de encendido y paro de emergencia, en la Figura 66 se puede ver un plano de conexión para motor trifásico, teniendo este en cuenta para el momento en que se vaya a realizar la instalación

Figura 66.

Plano conexión motor trifásico



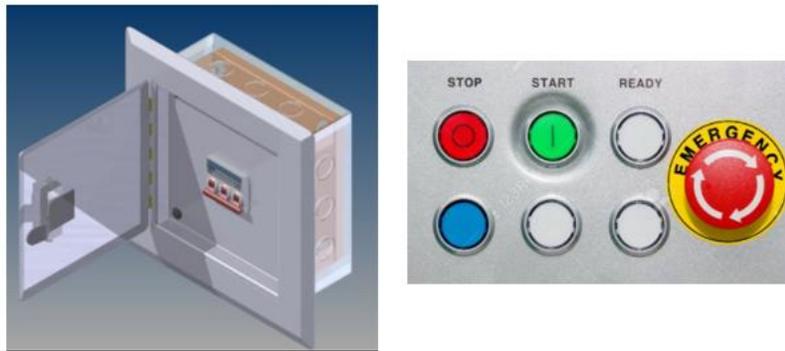
Nota. Simulación de conexión motor trifásico Tomado de: SensoricX Disponible: [► MOTOR TRIFÁSICO: ARRANQUE DIRECTO. \(sensoricx.com\)](https://www.sensoricx.com)

Para generar el arranque del motor en primer lugar se energiza el tablero de mando que se muestra en la Figura 67, luego con el fin de dar inicio al motor pulsando el interruptor S1 normalmente abierto, con el fin de energizar todo el circuito y con esto energizar la bobina que cierra el contacto C1 normalmente abierto, de esta manera, la bobina cierra todos los contactores y permite el flujo de corriente a través de todo el circuito, para energizar el motor y generar su encendido, dando inicio al movimiento de la banda transportadora a una velocidad determinada. El botón y sistema

de encendido de incluirá como un pequeño tablero de mando (Figura 67) en el chasis de la maquina junto con un paro de emergencia el cual está indicado en el contacto S0, para detener las maquina debido a alguna eventualidad o error en el mismo.

Figura 67.

Tablero de mando para control de transportador



Nota. Tablero de control tomado de GrabCadCommunity en línea [TABLERO ELECTRICO | 3D CAD Model Library | GrabCAD](#)

Es importante mencionar que, para el montaje del motor, este debe ser anclado al chasis del transportador debido a que es un motorreductor de eje hueco y si no se ancla al chasis con un brazo bridado que trae este equipo, puede generar accidentes para el operario o cualquier persona cerca del sistema cuando este sea accionado, en la Figura 68 se puede ver en 3D la banda y el montaje realizado para la banda y las poleas según su ubicación.

Figura 68.

Render banda transportadora montaje

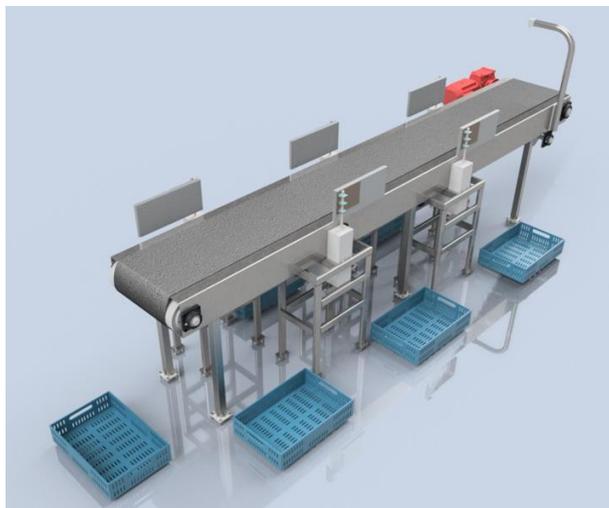


Nota. Renderizado de la máquina con sus partes y montajes.

Además el diseño de la banda transportadora se realiza para determinada cantidad de paquetes sobre esta, es decir, el operario o la persona que realice la operación no debe poner sobre la misma, más de 5 paquetes al tiempo, para que se garantice la clasificación, como otro punto a resaltar, los paquetes deber tener un distanciamiento entre cajas predeterminado de 45 cm, este distanciamiento será garantizado con una marca en el chasis para que sea más preciso el cumplimiento de este parámetro de diseño, con el fin de que los brazos oscilantes puedan realizar el desplazamiento de los paquetes.

Figura 69.

Render banda transportadora y brazos oscilantes



Nota. Vista ISO de la maquina con sus piezas y partes montadas

La persona que ponga en posición las cajas, debe tener en cuenta que la etiqueta debe ir posicionada en la parte superior de la misma, ya que como se muestra en la Figura 69 el sensor insight 5705 estará colocado en la parte superior, así mismo la lectura de la etiqueta será desde la parte superior de la caja junto con una orientación en horizontal referente a la lectura del código como se logra evidenciar en la Figura 70.

Figura 70.

Orientación del código de barras



Nota. Orientación de código de barras
tomado de
<https://es.dreamstime.com/stock-de-ilustración-caja-y-código-de-barras-image43124923>

Para la conectividad de los equipos, la cámara únicamente estará conectada a la fuente de poder y al módulo CompactRIO mediante un cable de red, las salidas de este sistema serán salidas digitales que proporcionen el voltaje requerido para la activación de los solenoides, además el sistema neumático debe tener una presión de inicio de 40 psi según las indicaciones del fabricante de los brazos oscilantes (anexo 5). Cuando se realice la conexión del sistema neumático, el sistema no debe estar presurizado con el fin de evitar accidentes por movimientos oscilatorios de estos componentes.

Cuando se inicie la actividad y los equipos estén en funcionamiento, el operario o personas encargadas de supervisar el funcionamiento de la máquina, deben aportar elementos de seguridad como guantes para proteger extremidades, indumentaria adecuada como botas punta de acero para los pies, debido a la caída de paquetes desde la banda, protección para la cabeza y gafas de seguridad para los ojos, a pesar de que los paquetes no son de grandes pesos si puede generar accidentes para quien manipula la mercancía.

6.2 Manual de mantenimiento

El manual de mantenimiento garantiza el buen funcionamiento de la máquina, por el cual permite conocer e identificar los diferentes tipos de componentes para determinar las fallas más frecuentes y la regularidad con la que se deben revisar esta se ilustra en la Tabla 47 de inspecciones.

Tabla 47.

Inspecciones a realizar

Sistema	Elemento	Inspección	Falla	Periodicidad
Transmisión	Motorreductor	Revisar nivel de aceite	Desgaste	Semanal
	Poleas	Revisar lubricación	Desgaste	6 meses
		Revisar apriete con el eje	Fisura o rotura	
	Ejes	Verificar alineamiento	Desalineamiento	12 meses
		Revisión de cargas	Deformaciones	
Estructural	Uniones	Revisar ajuste de tornillos	Vibraciones	6 meses
	Cama deslizante	Verificar que este recto	Desalineación	6 meses
	Soportes	Revisar que estén en buenas condiciones	Desgaste	12 meses
	Chumaceras	Verificar lubricación	Desgaste	6 meses
	Rodamientos	Revisar las cargas	Fatiga	18 meses
		Revisar lubricación y estado de los rodamientos	Desgaste	6 meses
	Estructura de brazos, banda transportadora y brazos oscilantes	Verificar corrosión	Corrosión	6 meses
Cinta transportadora	Revisar daños en la cinta	Desgaste y Desalineación	12 meses	
Clasificación	Brazo oscilante	Verificar lubricación	Desgaste	3 meses
Visión artificial	Cámara	Revisar el funcionamiento de la cámara	Daño de los filtros de imagen	Diario
Eléctrico		Revisar la conexión eléctrica	Cortocircuito	Diario

Nota. Tabla donde muestra los sistemas, elementos, inspecciones, fallas y periodicidad de la maquina con la que se debe realizar el mantenimiento.

Luego de mostrar las posibles fallas de los distintos componentes en los diferentes sistemas de la máquina, se presentan las siguientes actividades en caso de presentarse alguna falla, estas serán demostradas en la Tabla 48.

Tabla 48.

Falla y actividades de los elementos de la máquina

Elemento	Falla	Actividad
Motorreductor	Desgaste	Reemplazar el aceite
Poleas	Desgaste	Cambio de poleas
	Fisura o rotura	
Ejes	Desalineamiento	Ajustar los acoplamientos que están en el eje
	Deformaciones	Revisar las cargas que actúan sobre el eje
Uniones	Vibraciones	Ajustar los tornillos de la maquina
Cama deslizante	Desalineación	Verificar que este alineada la cama deslizante
Soportes	Desgaste	Cambio de soportes
Chumaceras	Desgaste	Cambio de chumaceras
Rodamientos	Fatiga	Cambio de rodamientos
	Desgaste	Lubricar los rodamientos
Estructura de brazos, banda transportadora y brazos oscilantes	Corrosión	Revestimiento con pintura resistente a la corrosión
Cinta transportadora	Desgaste y Desalineación	Cambio de cinta
Brazo oscilante	Desgaste	Revisar las abrazaderas, lubricar las varillas conectoras, revisar que no tenga escape de aire las válvulas y cilindros
Cámara	Daño de los filtros de imagen	Cambio de cámara
Electricidad	Cortocircuito	Verificar la fuente de alimentación con multímetro midiendo el voltaje del equipo requerido en su placa técnica (Anexo 17)

Nota. Tabla donde muestra las actividades a realizar en caso de que ocurra una falla.

7. ANALISIS FINANCIERO

7.1 Costos de ingeniería de diseño

En este capítulo se hace un análisis de costos para dar a conocer el costo total de la fabricación, materiales y diseño de la máquina. No se tiene en cuenta en este estudio la factibilidad del proyecto.

Tabla 49.

Costos de ingeniería de diseño

ITEMS	UNIDAD	\$/UNID	CANT	TOTAL	FUENTE FINANCIERA
Talento Humano					
Investigadores (2)	Horas	\$10.000	500	\$10.000.000	Proponentes
Orientadores	Horas	\$20.000	50	\$1.000.000	Universidad de América
Director	Horas	\$50.000	100	\$5.000.000	Universidad de América
Total: Talento Humano				\$16.000.000	
Gastos maquinaria y equipo					
Equipo de Laboratorio	-	-	-	-	-
Maquinaria	-	-	-	-	-
Computadora 1	-	-	-	\$2.500.000	Proponentes
Computadora 2	-	-	-	\$2.500.000	Proponentes
Software	-	-	-	\$400.000	Universidad de América
Total: Maquinaria y Equipos				\$5.400.000	
Fungibles					
Análisis de muestras	-	-	-	-	-
Libros / Papel / Tinta / Internet	-	-	-	\$1.500.000	Proponentes
Total: Fungibles				\$1.500.000	
Otros gastos					
Servicios públicos / Transporte	-	-	-	\$1.000.000	Proponentes
Bases de datos	-	-	-	\$180.000	Proponentes
Asesorías externas	-	-	-	\$1.000.000	Proponentes
Total: Otros gastos				\$2.180.000	
TOTAL: ANTES DE IMPREVISTOS				\$25.080.000	
Imprevistos 2-6%				\$1.504.800	
COSTO TOTAL				\$26.584.800	

Nota. Tabla de costos de ingeniería de diseño.

7.2 Costos de fabricación de la maquina

Tabla 50.

Costos de fabricación.

Procedimiento	Valor total
Mecanizado	\$500.000
Soldadura	\$400.000
Doblaje	\$700.000
Montaje	\$500.000
Total	\$2.100.000

Nota. Esta tabla muestra los costos de fabricación y ensamble de la máquina.

Tabla 51.

Costos de materiales

UN	Descripción	Material	Valor unitario	Valor total
1	Camara In-Sight 5705	Marca Cognex	\$3.500.000	\$3.500.000
1	Módulo de Salida de Relé de la Serie C	Marca Nationals Instruments	\$1.940.000	\$1.940.000
1	Controlador CompactDAQ	Marca Nationals Instruments	\$28.200.000	\$28.200.000
5	Brazo oscilante	Marca Hytrol	\$3.000.000	\$15.000.000
1	Motorreductor	SAF 67 (E)DRN 100L4	\$3.400.000	\$3.400.000
4	Rodamientos		\$44.000	\$176.000
4	Chumaceras		\$60.000	\$240.000
20	Tornillos M6	ISO 4762 Acero inoxidable	\$250	\$5.000
20	Tuercas M6	ISO 4032 Acero inoxidable	\$100	\$2.000
	Perfil en C	Acero		\$500.000
3	Barra maciza	Acero SAE 1045	\$5.000	\$15.000
	Lamina AISC	Acero estructural		\$1.000.000
	Angulo estructural	ISO 657		\$100.000
	Lamina	A36		\$5.000
3	Poleas		\$1.000.000	\$3.000.000
	Cinta transportadora	0.8 mm x BB GR2		\$5.000.000
6	Canastas de almacenamiento		\$40.000	\$240.000
2	Manzana de ajuste cónico		\$60.000	\$120.000
	Total			\$59.943.000

Nota. Esta tabla representa todos los costos de los materiales necesarios para la fabricación.

7.3 Costo total de diseño y fabricación

Tabla 52.

Costos totales de la máquina.

Costos de diseño y fabricación	
Costos de ingeniería	\$26.584.800
Costos de fabricación	\$2.100.000
Costos de materiales	\$59.943.000
Costo total	\$88.627.800

Nota. Esta tabla representa los costos totales de la máquina.

8. CONCLUSIONES

Todas las características de diseño que fueron trabajadas y seleccionadas en el desarrollo de este trabajo, según la metodología seguida, son los más adecuados para esta tarea y estos fueron la banda transportadora de cama deslizante, ideal para el transporte de paquetes como cajas, los brazos oscilantes seleccionados y la visión artificial que brinda más información y logra ser más precisa, tanto en tiempo de respuesta como en sistema de lectura seleccionado los códigos de barras 1D. Todo este proceso se define después de haber hecho métodos de selección que apuntaron a esas alternativas.

Tras el diseño implementado en este trabajo, también se pudo deducir que para una máquina con estas posibilidades, es factible una clasificación de paquetes a una velocidad de más de 600 paquetes por hora teniendo en cuenta paquetes con un máximo tamaño de 30 cm x 30 cm x 30 cm, pesos inferiores a 15 kilogramos y que su geometría sea cuadrada o rectangular, ya que como se evidenció en el desarrollo del trabajo, los cálculos teóricos realizados arrojan la velocidad necesaria además, la interfaz de todos los sistemas se puede llevar a cabo ya que como se indicó, el brazo oscilante cumple con la capacidad y tiene la velocidad necesaria para no interrumpir la distribución, el sistema de clasificación es de muy alta velocidad y la banda tendrá la velocidad necesaria para los parámetros de la máquina, junto con esto se advierte que el objeto a clasificar no sea un sobre o papel ya que en este caso no se logra realizar la distribución, porque el distribuidor de brazos oscilantes es incapaz e impreciso para distribuir objetos con estas características, pueden pasar por debajo del mecanismo o verse afectado por el movimiento, es decir, que sea dañado en la actividad realizada por la máquina.

Luego de hacer el desarrollo del trabajo, se logra concluir que aunque en el mercado hay varias alternativas para la clasificación de paquetes en el sector logístico, ya sea por peso, velocidad tamaño etc., la adquisición de estos sistemas son muy costosos o complicados adquirirlos por pequeñas empresas, por esta razón, este proyecto que se enfoca en brindar una herramienta a las pequeñas y medianas empresas, logra llegar a la capacidad teórica requerida para que estas compañías estén en capacidad de entrar al mercado, además de brindar un apoyo para la implementación de procesos automatizados, todo esto reunido en un análisis presupuestal bajo en comparación con otras máquinas con un funcionamiento semejante, sin embargo dependiendo de

las necesidades de trabajo, también se puede tener en cuenta otros mecanismos y sistemas para la clasificación, como por ejemplo sensores laser, siendo estos una alternativa más económica.

Adicionalmente, al completar el diseño mecánico y estructural de la banda transportadora se pudo deducir que según las características de esta, los brazos oscilantes debían ser ubicados en una estructura diferente debido al peso y otras características propias del brazo, la lámina que soporta las cargas de la estructura cumple una función de guía para la misma, por lo tanto no es diseñada con fines de soportar cargas demasiado robustas o que implícitamente necesite de un calibre o dimensiones más grandes de la lámina. Luego de ubicar el mecanismo de distribución en una estructura aparte, se hicieron análisis estructurales de esta lamina y según simulaciones y cálculos, esta resiste y soporta las cargas que sobre esta son aplicada y cumple con la capacidad necesaria para los paquetes parametrizados a transportar.

Finalmente, después de realizar el diseño y todo lo que requiere la máquina se determina que esta podría incluso realizar la clasificación de paquetes con características un poco más robustas, refiriéndose a tamaño y peso, también afirmar que la capacidad teórica de la banda transportadora podría incrementarse y realizar la actividad de clasificación con mejor eficiencia, es decir más paquetes por hora que los inicialmente pensados, sin embargo, para la realización de este trabajo de grado, se cumplieron con los parámetros y condiciones iniciales con las que fue pensado y proyectado.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Castro Pinzón Adriana, “La tecnología en el sector logístico colombiano: resultados de la tercer Encuesta Nacional de Logística 2018 - Blog de Derecho de los Negocios,” *Blog de Derecho de los Negocios*, Apr. 24, 2019. <https://dernegocios.uexternado.edu.co/prospectiva/la-tecnologia-en-el-sector-logistico-colombiano-resultados-de-la-tercer-encuesta-nacional-de-logistica-2018/> (accessed Apr. 22, 2021).
- [2] Santos Mateo, “Loenvío.co busca ser la solución logística de Pymes y particulares • Enter.Co,” *Negocios*, Feb. 19, 2015. <https://www.enter.co/empresas/negocios/loenvio-co-busca-ser-la-solucion-logistica-de-pymes-y-particulares/>.
- [3] M. Linnas, “XI Foro Nacional de Importadores,” 2019.
- [4] E. Taniguchi, R. G. Thompson, and A. G. Qureshi, “Modelling city logistics using recent innovative technologies,” *Transp. Res. Procedia*, Jan. 2020.
- [5] F. García-Luna and A. Morales-Díaz, “Towards an artificial vision-robotic system for tomato identification,” *IFAC-PapersOnLine*, Jan. 2016.
- [6] J. Sánchez-Hermosilla López, A. Sánchez Gimeno, F. de A. Rodríguez Díaz, L. Amate Salvador, J. L. Guzmán Sánchez, and J. L. Muñoz Rodríguez, “Máquina clasificadora de frutas y hortalizas portátil,” Jul. 2016, Accessed: Oct. 18, 2021. [Online]. Available: <http://repositorio.ual.es/handle/10835/4380>.
- [7] “Introducción a la visión artificial Una guía para la automatización de procesos y mejoras de calidad.”
- [8] C. Macas Martínez and A. Baldeón, “Diseño e implementación de maquinaria selectora de botellas de vidrio de la ciudad de Guayaquil,” Universidad Politécnica Salesiana del Ecuador, Guayaquil, 2021.
- [9] S. Milena Pérez and K. Tatiana Mina Narváez, “Retos de la logística en Colombia .”
- [10] “¿Cómo funciona el centro de clasificación de paquetería más moderno de Latinoamérica? | El Espectador,” *Redacciones Especiales*, Feb. 14, 2019.

- [11] C. Fonseca and J. Blanco, “Mejoramiento del proceso de entrega en la empresa Mercado Libre Colombia.,” Universidad El Bosque, Bogota, 2019.
- [12] “Códigos de barras 1D - Lectura de códigos de barras industriales | Cognex.” <https://www.cognex.com/es-co/what-is/industrial-barcode-reading/1d-barcode> (accessed Nov. 15, 2021).
- [13] “Sortation System Types, Applications & Benefits | Conveyco.” <https://www.conveyco.com/pros-cons-popular-sortation-systems/> (accessed Nov. 15, 2021).
- [14] “Bandas Transportadoras Horizontales Motorizadas y Cuando Utilizarlas.” <https://venmir.com/bandas-transportadoras-horizontales-motorizadas-y-cuando-utilizarlas/> (accessed Nov. 15, 2021).
- [15] Cognex, “Guía para decodificar códigos de barras 1D-2D.”
- [16] “Guía de aplicaciones OCR | Cognex.” Accessed: Dec. 16, 2021. [Online]. Available: <https://www.cognex.com/es-co/resources/white-papers-articles/ocr-application-guide>.
- [17] “Vision Tools Guide | Cognex.” Accessed: Dec. 16, 2021. [Online]. Available: <https://www.cognex.com/es-co/downloads/vision-tools-guide>.
- [18] *Swing Arm Diverter Installation and Maintenance Manual with Safety Information*. 2011.
- [19] “Códigos de barras Code 128 - Simbología en códigos de barras | Cognex.” <https://www.cognex.com/es-cl/resources/symbologies/1-d-linear-barcode/code-128-barcode> (accessed Oct. 25, 2021).
- [20] “Códigos de barras EAN-13 - Simbología en códigos de barras | Cognex.” <https://www.cognex.com/es-cl/resources/symbologies/1-d-linear-barcode/ean-13-barcode> (accessed Oct. 25, 2021).
- [21] Empresa Rapistan, *Calculo de bandas Rapistan*, 9A–3.2 ed. 1985.
- [22] Cema Engineering Conference, “Cema Standard No. 403-1985 Belt Driven Live Roller Conveyor,” May 1987.
- [23] Dodge, *Manual Dodge*. 2015.

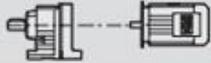
- [24] *Cema Standard No. 402-1985*. New York, 1987.
- [25] Cema, “Specifications for Welded Steel Conveyor Pulleys ,” *Cema Stand. B105.1*, 2003, Accessed: Nov. 11, 2021. [Online]. Available: <http://www.cemanet.org>.
- [26] “Excel para el proceso de interacion con el Metodo Cross | CivilGeeks.com.” <https://civilgeeks.com/2016/07/12/excel-proceso-interacion-metodo-cross/>.
- [27] *Manual de Diseño para la Construcción con Acero ·ahmsa. .*
- [28] Chihuan Jose Luis, “Análisis Y Diseño Comparativo De Las Estructuras Metálicas Del Puente Vehicular Tipo Reticulado Manchiri 64 M Según La Norma Aashto Standard (Asd) Y La Norma Aashto Lrf D,” Universidad Nacional De San Cristobal De Huamanga, Ayacucho, 2016.
- [29] R. L. Norton, *Diseño de máquinas : un enfoque integrado*, 4ta Edición. Pearson Education, 2011.
- [30] “Códigos de barras UPC-A - Simbología en códigos de barras | Cognex.” <https://www.cognex.com/es-cl/resources/symbologies/1-d-linear-barcode/upc-a-barcode> (accessed Oct. 24, 2021).
- [31] “In-Sight 5600/5705 Series | Cognex.” <https://www.cognex.com/es-co/products/machine-vision/2d-machine-vision-systems/in-sight-5705-series> (accessed Oct. 27, 2021).
- [32] “Controlador CompactDAQ - NI.” <https://www.ni.com/es-co/shop/hardware/products/compactdaq-controller.html>.
- [33] “Módulo de Salida de Relé de la Serie C - NI.” <https://www.ni.com/es-co/shop/hardware/products/c-series-relay-output-module.html>.

ANEXOS

ANEXO 1. MOTOR REDUCTOR

Figura 71.

Potencia del motor reductor

P_m = 0.18 kW										
n_s min ⁻¹	M _s Nm	i	F _{ra} ⁽¹⁾ N	SEW f _s	HAZ LOC			m kg		
5.1	420	217.41	9440	1.30	S	67	DRS	71M6	32	689
5.8	375	190.11	9730	1.50	SF	67	DRS	71M6	38	690
6.1	355	180.60*	9830	1.55	SA	67	DRS	71M6	33	691
6.9	320	158.45	10000	1.70	SAF	67	DRS	71M6	37	690

Nota. Especificaciones del motor. Tomado: del catálogo de *Gearmotors de SEW EURODRIVE* página 654.

ANEXO 2.
DIMENSIONES DE CHAVETAS Y CHAVETEROS

Figura 72.

Dimensiones de los chaveteros

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafilón R1		
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado				Eje h1		Cubo h2				
				Libre	Normal	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mín.			Máx.
Más de	hasta		Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9							
10	12	4X4	4					2,5		1,8		0,08	0,16	
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012		2,3		0,16	0,25	
17	22	6X6	6		+0,030	-0,030		-0,042		2,8		0,16	0,25	
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015		3,3		0,16	0,25	
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036		-0,051		3,3		0,25	0,40	
38	44	12X8	12							3,3		0,25	0,40	
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018		3,8		0,25	0,40	
50	58	16X10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061		4,3		0,25	0,40	
58	65	18X11	18							4,4		0,25	0,40	
65	75	20X12	20							4,4		0,40	0,60	
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022		5,4		0,40	0,60	
85	95	25X14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074		5,4		0,40	0,60	
95	110	28X16	28							6,4		0,40	0,60	
110	130	32X18	32							7,4		0,40	0,60	
130	150	36X20	36							7,4		0,40	0,60	
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026		8,4		0,70	1,00	
170	200	45X25	45	0	+0,080	-0,062		-0,088		9,4		0,70	1,00	
200	230	50X28	50							10,4		0,70	1,00	
230	260	56X32	56							11,4		0,70	1,00	
260	290	63X32	63							12,4		0,70	1,00	
290	330	70X36	70	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032		12,4		1,20	1,60	
330	380	80X40	80	0	+0,100	-0,074		-0,106		14,4		1,20	1,60	
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037		15,4		2,00	2,50	
440	500	100X50	100	0	+0,120	-0,087		-0,124		17,4		2,00	2,50	
										19,5		2,00	2,50	

Nota. Especificaciones de la chaveta seleccionada.

ANEXO 3. INFORMACIÓN RODAMIENTO MOTRIZ

Figura 73.

Rodamiento de la polea motriz

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	dynamic	static	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾		Bearing open or capped on both sides	capped on one side ¹⁾
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
45	58	7	6,63	6,1	0,26	-	6 700	0,04	▶ 61809-2RS1	-
	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	11 000	0,04	▶ 61809-2RZ	-
	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	▶ 61809	-
	68	12	14	10,8	0,465	-	6 000	0,14	▶ 61909-2RS1	-
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	10 000	0,14	▶ 61909-2RZ	-
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	▶ 61909	-
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	▶ 16009	-
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	▶ 6009	-
	75	16	22,1	14,6	0,64	-	5 600	0,25	▶ 6009-2RS1	6009-RS1
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	10 000	0,25	▶ 6009-2Z	6009-Z
	75	23	20,8	14,6	0,64	-	5 600	0,36	▶ 63009-2RS1	-
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	▶ 6209	-
	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5 000	0,42	▶ 6209-2RSH	▶ 6209-RSH
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	8 500	0,43	▶ 6209-2Z	6209-Z
	85	23	33,2	21,6	0,915	-	5 000	0,51	▶ 62209-2RS1	-
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	▶ 6309	-
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	14 000	0,85	▶ 6309 M	-
	100	25	55,3	31,5	1,34	-	4 500	0,85	▶ 6309-2RSH	▶ 6309-RSH

Nota. Especificaciones del rodamiento seleccionado de la polea motriz.

ANEXO 4.

MANZANA DE ACOPLÉ CÓNICO Y CHUMACERA EJE CONDUCTOR

Figura 74.

Manzana de ajuste cónico y buje

MANZANA DE AJUSTE CONICO - BUJE													CHAVETA	
GUIÓN	REFERENCIA	Eje- ϕd	W x H	ϕE	F	ϕG	A	B	C	ϕD	ϕS	ϕt		
1	XTB - 20	1-3/4"	3/8" x 3/16"	100	2	83	53	17	32	127	15/32"	3/8" - UNC	3/8" x 3/8" x 2-1/2"	
2		2"	1/2" x 1/4"										1/2" x 1/2" x 2-1/2"	
3		2-1/4"	1/2" x 1/4"										1/2" x 1/2" x 3-1/4"	
4	XTB - 27	2-1/2"	5/8" x 5/16"	123	3	100	64	20	40	152	19/32"	1/2" - UNC	5/8" x 5/8" x 3-1/4"	
5		2-3/4"	5/8" x 5/32"										5/8" x 15/32" x 3-1/4"	
6		3"	3/4" x 3/8"										3/4" x 3/4" x 3-3/4"	
7	XTB - 32	3-1/4"	3/4" x 3/16"	142	4	114	72	22	46	177	23/32"	5/8" - UNC	3/4" x 7/8" x 3-5/4"	
8		3-1/2"	7/8" x 7/16"										7/8" x 7/8" x 3-15/16"	
9		3-3/4"	7/8" x 7/16"										7/8" x 7/8" x 3-15/16"	
10	XTB - 40	4"	1" x 1/4"	168	4	139	85	24	57	203	23/32"	5/8" - UNC	1" x 3/4" x 3-15/16"	
11		4-1/4"	1" x 3/8"										1" x 5/8" x 4-3/4"	
12		4-1/2"	1" x 1/4"										1" x 3/4" x 4-3/4"	
13	XTB - 45	4-3/4"	1-1/4" x 5/8"	186	5	152	95	25	66	228	27/32"	3/4" - UNC	1-1/4" x 1-1/4" x 5"	
14		5"	1-1/4" x 1/2"										1-1/4" x 1-1/8" x 5"	
15		5-1/4"	1-1/4" x 3/8"										1-1/4" x 1" x 5"	
16	XTB - 60	5-1/2"	1-1/4" x 5/8"	257	6	219	105	28	73	304	1"	7/8" - UNC	1-1/4" x 1-1/4" x 5-5/8"	
17		6"	1-1/2" x 3/8"										1-1/2" x 1-1/8" x 5-5/8"	
18		1-1/2"	3/8" x 3/16"										3/8" x 3/8" x 2-1/2"	

Nota. Especificaciones de la manzana y chumacera seleccionado para el diseño del eje conductor.

ANEXO 5.

PROCESO DE INSTALACIÓN DEL BRAZO OSCILANTE.

Figura 75.

Instalación del brazo oscilante

● **Instalación**

1. *Posicione el brazo oscilante para clasificación de acuerdo al plano del sistema. La placa de montaje del brazo se posiciona transversalmente en la parte inferior del canal del transportador, y se atornilla a la parte inferior de las pestañas del canal del transportador (Nota: puede ser necesario taladrar huecos en el canal del transportador durante la instalación, para que éstos encajen con los huecos existentes de la placa de montaje). Para acoplar la placa se deben utilizar dos tornillos de montaje de 3/8 de pulgada de diámetro a cada lado del transportador. El equipo clasificador también debe ser acoplado al lado o a la pestaña superior del canal lateral del transportador por medio de cuatro huecos localizados en el clasificador, o en el soporte de adaptación; el equipo debe ser acoplado con cuatro tornillos de 3/8 de pulgada de diámetro. Asegúrese de que todos los tornillos queden apretados correctamente.*
2. *Ajuste la altura del brazo del equipo clasificador a 1/2 de pulgada sobre la banda del transportador. Para lograr este ajuste, suelte los tornillos localizados en el rodamiento del brazo y mueva el brazo hacia arriba o hacia abajo según sea necesario. Al terminar el ajuste, apriete los tornillos nuevamente.*
3. *Instale la unidad filtro/regulador proporcionada lo más cerca posible a la válvula.*
4. *Utilice tubos con diámetro interno de 3/8 de pulgada para el suministro de aire de la salida del regulador a la entrada de la válvula de aire. No utilice conexiones que reduzcan el volumen de aire. Es muy importante que el suministro de aire al regulador esté limpio, seco y a presión constante para asegurar el perfecto desempeño del brazo oscilante para clasificación.*
5. *Inicie el ciclo del brazo a 40 PSI. Después de completar varios ciclos, aumente la presión a máximo 80 PSI. Durante los ciclos de prueba, puede haber la necesidad de ajustar la unidad para que su operación sea suave. Dicho ajuste se hace utilizando los dos controles de flujo montados en la válvula. Comience a ajustar cerrando los dos controles completamente; luego abra los controles en incrementos de medio giro hasta que el movimiento del brazo oscilante sea suave. La presión ideal para probar el movimiento del brazo es de 80 PSI. Los brazos oscilantes son alineados y probados en la fábrica, pero los controles de flujo no son ajustados con alta precisión.*

Nota. Manual de instalación del brazo oscilante. Tomado de Instalación y Manual de Mantenimiento del Brazo Oscilante de la empresa HYTROL [en línea]: im_swingarm-diverter_2011_03.pdf (bastiansolutions.com)

ANEXO 6. OPERACIÓN ELÉCTRICA DEL BRAZO OSCILANTE.

Figura 76.

Operación eléctrica del brazo oscilante

● **Eléctrica**

Los brazos oscilantes para clasificación son equipados con una válvula solenoide de aire simple y de dos posiciones (120 VCA estándar o 24 VCD como opcional). Una señal eléctrica dada a la bobina de la válvula hace con que el brazo gire sobre el transportador. El brazo regresará automáticamente a su posición inicial cuando se activa el interruptor-lector que es proporcionado e instalado en el equipo. Para limitar la distancia de la carrera del brazo, se debe aflojar y deslizar el soporte de proximidad de extensión a lo largo del cilindro.

Los brazos oscilantes son diseñados para empujar los productos rápidamente fuera del transportador a medida que éstos van pasando, y enviarlos a una tolva. Por lo tanto, la señal de desviación debe ser dada en el momento en que el producto se acerque al centro del brazo/tolva, y removida justo antes de que los cilindros vacien el aire. Ésto garantiza una operación suave y una tasa de ciclos por minuto bastante alta. Cuando una espuela es instalada en el transportador para recibir los productos clasificados, la alineación varía de acuerdo al tamaño y al peso de los productos. Se recomienda que se establezca una línea de desviación completa y que se hagan los ajustes necesarios para que ésta pueda ser copiada en las otras líneas a ser instaladas en el mismo transportador.

Nota. Funcionamiento eléctrico del brazo oscilante.
Tomado de Instalación y Manual de Mantenimiento del Brazo Oscilante de la empresa HYTROL [en línea]:
[im_swingarm-diverter_2011_03.pdf \(bastiansolutions.com\)](#)

ANEXO 7.

ESPECIFICACIONES DEL BRAZO OSCILANTE

Figura 77.

Especificaciones del brazo oscilante

SWING ARM DIVERTER

Standard Specifications

PAINT – Powder-painted.

DIVERT ARM – Painted steel channel with 48 in. long x 15 in. wide x 3/16 in. thick aluminum face.

CAPACITY – 1 lb. minimum carton weight, 50 lb. maximum carton weight, 36 in. maximum carton length, 1 in. minimum carton height.

CYCLE RATE – Up to 60 cycles per minute.

RIGHT-HAND OR LEFT-HAND DIVERTS – Please specify.

AIR VALVE – 24VDC double solenoid air valve.

AIR FILTER/REGULATOR – Supplied with safety soft start valve with manual and 24 volt solenoid lock out, 1/2 in. NPT inlet port.

AIR CYLINDER – Two 2 1/2 in. bore x 4 in. stroke.

AIR REQUIREMENTS – 80 PSI working pressure; free air consumption at 80 PSI, 0.14 cubic feet per cycle. Note: Include safety factor when calculating compressor size 1 1/4 in. minimum air supply line recommended.

PROX SWITCH – 24VDC Home Prox and 24VDC Retract Prox.

Optional Equipment

AIR VALVE – 120VAC double solenoid valve.

PROX SWITCH – 120VAC.

AIR FILTER/REGULATOR – Supplied with safety soft start valve with manual and 120 volt solenoid lock out, 1/2 in. NPT inlet port.

Nota. Figura que muestra las especificaciones del brazo. Tomado de: HYTROL CATALOGUE. DIVERTERS & CONVERGERS. Tomado de <https://catalog.hytrol.com/Hytrol-Catalog/12.5-2/>

ANEXO 8.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO DEL BRAZO OSCILANTE

Figura 78.

Mantenimiento preventivo del brazo oscilante

● Mantenimiento Preventivo

DIARIAMENTE

1. . . Revise la presión del aire de los reguladores*
2. . . Revise el nivel de agua en el recipiente del filtro*. Drene el vaso cuando el nivel de agua alcance el nivel más bajo del baffle.
3. . . Revise si existe ruido o vibración excesiva durante la operación.

SEMANALMENTE

1. . . Remueva la guarda y revise si hay algún tornillo suelto.
2. . . Revise se la varilla del cilindro está sucia. Limpie si es necesario con un trapo limpio y seco.

Nota. Mantenimiento preventivo que se le debe hacer diariamente y semanalmente al brazo oscilante. Tomado de Instalación y Manual de Mantenimiento del Brazo Oscilante de la empresa HYTROL [en línea]: im.swingarm-diverter_2011_03.pdf (bastiansolutions.com)

ANEXO 9.

PROBLEMAS A RESOLVER

Figura 79.

Problemas, causas y sus soluciones

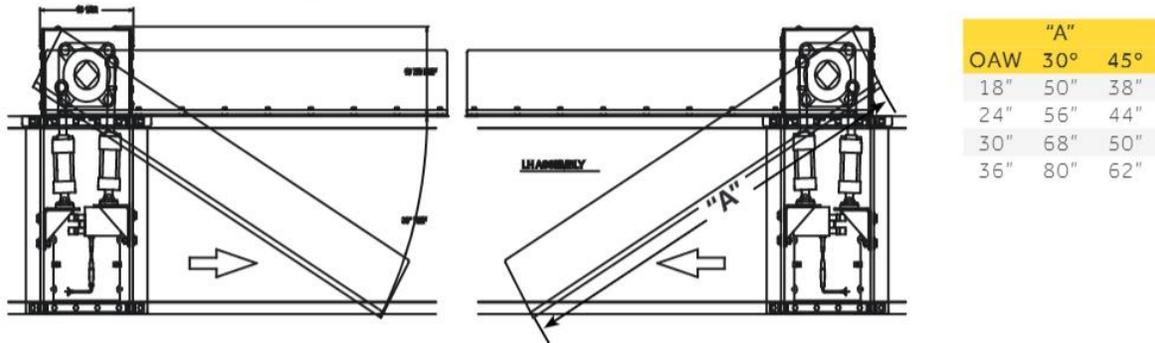
● Resolviendo Problemas		
PROBLEMA	CAUSA	SOLUCIÓN
<i>El brazo no se activa.</i>	1) <i>El brazo no recibe poder.</i> 2) <i>Pérdida de aire al brazo.</i>	1) <i>Revise la fuente de poder.</i> 2) <i>Revise la fuente de aire.</i>
<i>Poco o nada de amortiguación en la carrera de retracción.</i>	1) <i>La presión del regulador de amortiguación está demasiado baja.</i> 2) <i>La descarga de amortiguación necesita ajuste.</i>	1) <i>Ajuste el regulador de amortiguación.</i> 2) <i>Ajuste la descarga de amortiguación.</i>
<i>Brazo "rebota" al final de la carrera de retracción o permanece parcialmente extendido.</i>	1) <i>La presión del regulador de amortiguación está demasiado alta.</i> 2) <i>La descarga de amortiguación necesita ajuste.</i>	1) <i>Ajuste el regulador de amortiguación.</i> 2) <i>Ajuste la descarga de amortiguación.</i>
<i>El brazo golpea fuerte o gira lentamente en ambas direcciones.</i>	1) <i>La presión del regulador principal está demasiado alta.</i>	1) <i>Ajuste el regulador principal.</i>

Nota. Figura que muestra los problemas que puede presentar el brazo al momento de su vida útil, con sus causas y soluciones. Tomado de Instalación y Manual de Mantenimiento del Brazo Oscilante de la empresa HYTROL [en línea]: im.swingarm-diverter_2011_03.pdf (bastiansolutions.com)

ANEXO 11.
PLANO BRAZO OSCILANTE

Figura 81.

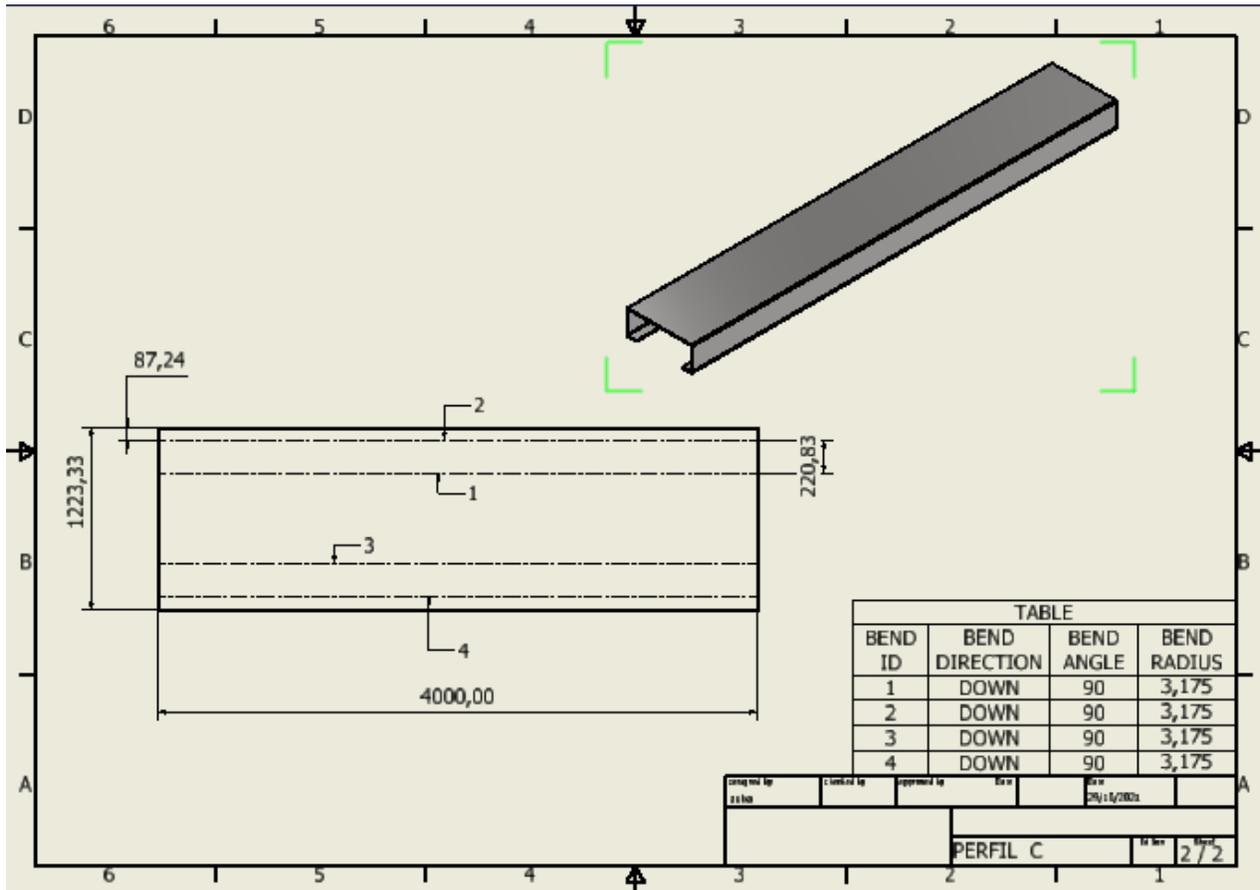
Plano del brazo oscilante



Nota. Plano de la vista superior del brazo oscilante. Tomado de Catálogo Diverter y Convergents del Brazo Oscilante de la empresa HYTROL [en línea]: [Hytrol-Catalog 12.4-1 Hytrol](#)

ANEXO 12.
PLANO DE PROCESO PERFIL C

Figura 82.
Plano del perfil en C



Nota. Plano que ilustra las dimensiones del perfil en C utilizado en el diseño.

ANEXO 13.

FICHA TÉCNICA SISTEMAS DE VISIÓN IN-SIGHT 5705

Figura 83.

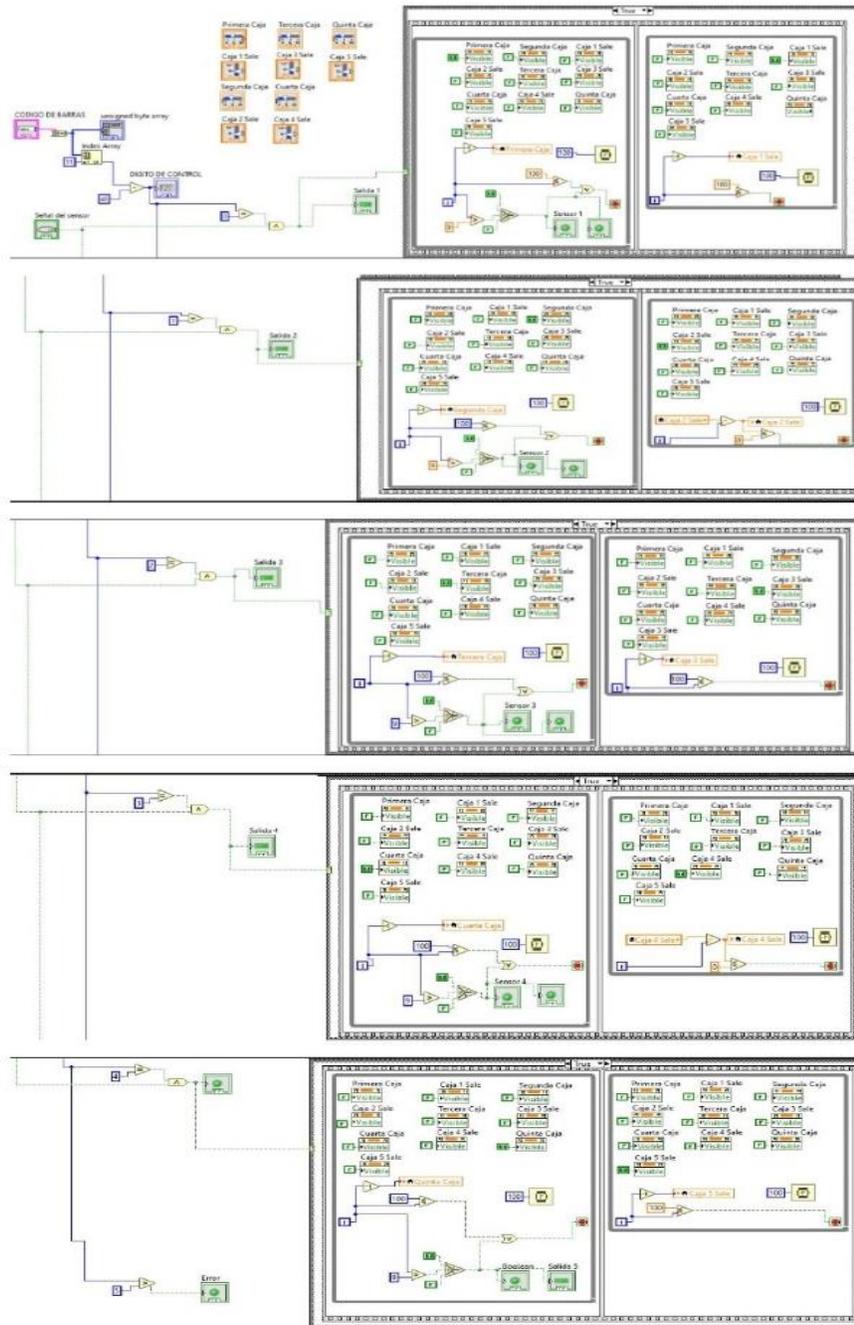
Ficha técnica de IN-SIGHT 5705

	5705	5705C
Interfaz GUI	Hoja de cálculo y EasyBuilder	
Firmware	In-Sight Explorer 5.1.0 o posterior	
Trabajo/Memoria del programa	Memoria flash no-volátil 128MB (almacenamiento ilimitado mediante dispositivo de red remota)	
Memoria de procesamiento de imagen	512MB SDRAM	
Tipo de sensor	2/3 pulgada CCD, obturador global	
Tipo de lente	Montaje-C	
Resolución máxima (píxeles)	2448 x 2048	
Velocidad de adquisición	16 imágenes completas por segundo	14 imágenes completas por segundo
Entradas discretas	1 opto-aislado, entrada de adquisición de activador. Entradas adicionales disponibles utilizando módulos de E/S compatibles. Entradas ilimitadas cuando se utiliza un sistema Ethernet de E/S	
Salidas discretas	2 salidas integradas, de alta velocidad. Salidas adicionales disponibles utilizando módulos de E/S compatibles. Salidas ilimitadas cuando se utiliza un sistema de Ethernet E/S	
Estado de LEDs	Poder, Estado de la red, tráfico de red, 2 configurables por el usuario	
Comunicación en serie	RS-232C	
Consumo de energía	24VDC ±10%, 600mA máximo	
Material	Carcasa de aluminio fundido a presión	
Dimensiones	A 134.4 mm (5.29 pulgadas) x 124.1mm (4.88 pulgadas) x 61.4 mm (2.42 pulgadas) con cubierta de lente instalado	
Tipo de conector	Ethernet M12, M12 Alimentación/ E/S	
Clasificación IP	IP 67 con lentes con cubierta	

Nota. Especificaciones de la cámara IN-SIGHT 5705.

ANEXO 14. PROGRAMACIÓN LABVIEW

Figura 84.
Programación en LabView

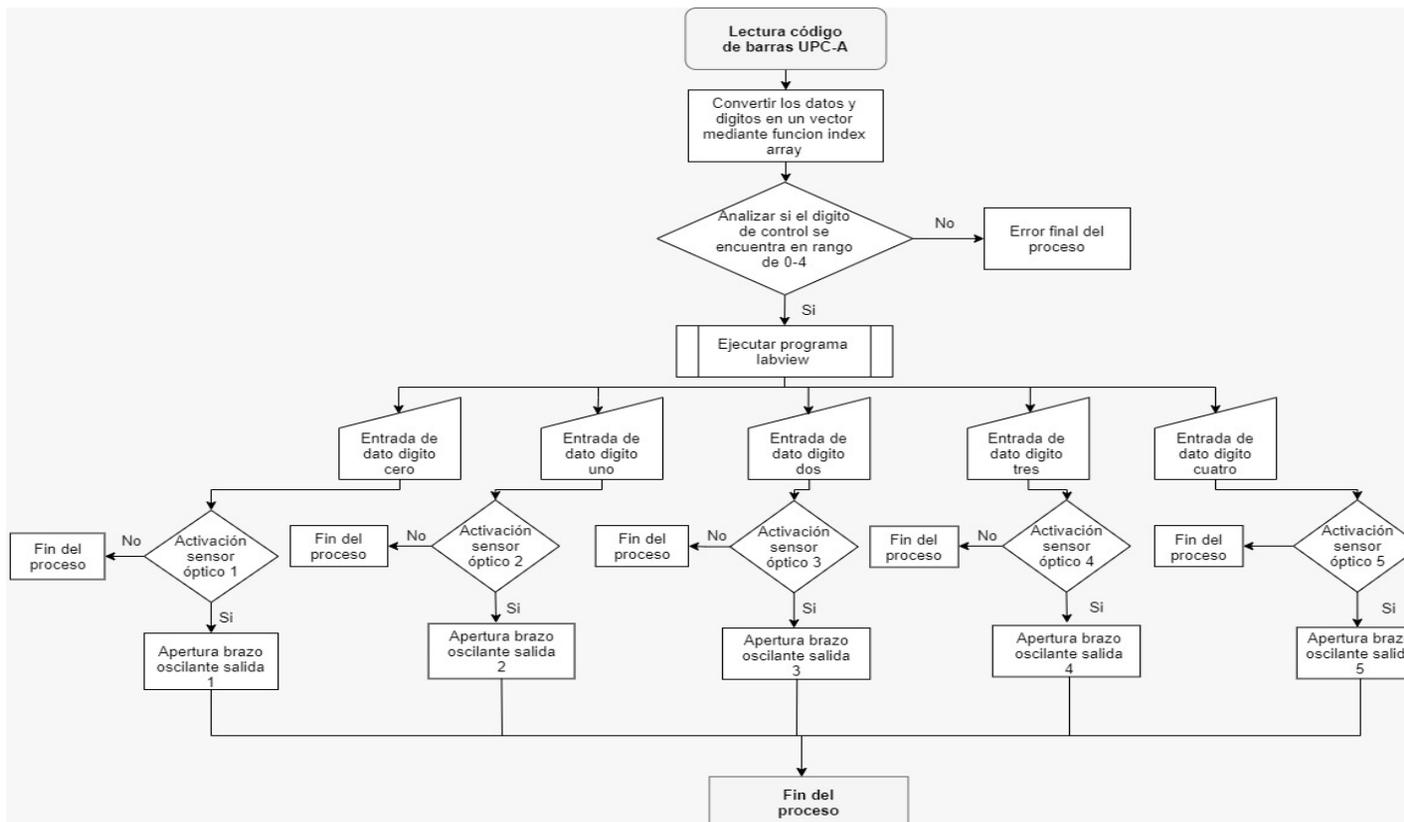


Nota. Figura que muestra el procedimiento en LabView.

ANEXO 15.
DIAGRAMA DE FLUJO PROGRAMACIÓN

Figura 85.

Diagrama de flujo de lectura del código de barras



Nota. Diagrama de la lectura de código de barras UPC-A.

ANEXO 16.
FICHA TÉCNICA SENSOR FOTOELÉCTRICO.

Figura 86.

Ficha técnica del sensor fotoeléctrico

MODELO	ROS-P y ROS-W
Especificaciones*	Marcado CE
Rango de velocidad	1-250.000 RPM
Iluminación	LED rojo visible
Indicador on-Target	LED verde en la tapa del extremo del cable
Rango de funcionamiento	hasta 36 in. [0,9 m] y 45° de desplazamiento del objetivo
Temperatura de funcionamiento	14° a 158 °F [-10° a 70 °C]
Potencia requerida	3.0 a 15 V cc @ 40 mA
Señal de salida	Voltaje de entrada de pulso negativo (+V) a 0
Humedad	Humedad relativa máxima 80% para temperaturas de hasta 88 °F [31 °C] disminuyendo linealmente a 50% de humedad relativa a 104 °F [40 °C]
Conexión	ROS-P, ROS-P25: Enchufe estéreo macho de 3,5 mm [1/8 de pulgada] ROS-W: alambres estañados
Cable estándar	ROS-P, ROS-W: 8 pies [2,4 m] ROS-P25: 25 pies [7,6 m]
Material	Acero inoxidable 303 suministrado con dos tuercas de atasco M16 y soporte de montaje
Lente	Plástico acrílico
Dimensiones	Tubo roscado: 2,90 in x 0,62 in. de diámetro [M16 x 1,5 x 74 mm]

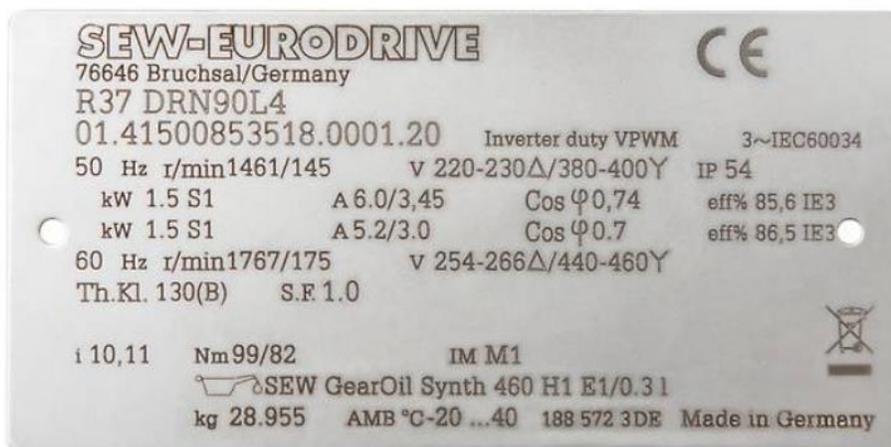
Nota. Especificaciones del modelo del sensor fotoeléctrico.

ANEXO 17.

PLACA DE ESPECIFICACIONES DE UN MOTORREDUCTOR EL CUAL TRABAJA A 220V.

Figura 87.

Especificaciones del motor reductor



Nota. Placa que ilustra el voltaje para que no ocurra cortocircuito. Tomado de SEW EURODRIVE en línea <https://www.sew-eurodrive.es/productos/motorreductores/getriebemotoren.html>

ANEXO 18.
SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN

Figura 88.

Sistemas de distribución del mercado

Banda Deslizante Cruzada	Zapatas Deslizantes	Ruedas Direccionales	Desviadores	Brazos Oscilantes
<ul style="list-style-type: none"> • Es una cinta transportadora pequeña, que está en dirección perpendicular al piso del bucle. • Al momento de la activación, la cinta transfiere el producto del bucle a la rampa de clasificación. • Manejan alta gama de productos y muy bajos niveles de ruido. • Es costoso, inclusive el más alto del mercado. • No manejan productos frágiles. • Costoso mantenimiento. • Su rendimiento está en el rango de 100 a 200 cajas/minuto. 	<ul style="list-style-type: none"> • Es un transportador Recto largo. • Consta de una serie de cadenas en el exterior que llevan lamas de aluminio perpendiculares. • Manejan alta gama de tipos y tamaños de productos. • Son flexibles. • Es costoso en comparación con otros del mercado. • Costoso mantenimiento. • Su rendimiento está en el rango de 100 a 300 cajas/minuto. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consta de ruedas o rodillos incrustados en un transportador de correa que emerge para transferir artículos en ángulos de 30 a 90°. • Se puede clasificar artículos en bolsas o cajas de cartón. • El sistema es modular. • Económico mantenimiento. • Su rendimiento está en el rango de 40 a 100 cajas/minuto. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consta de una serie de empujadores de accionamiento neumático que van instalados en la banda transportadora. • El desviador se extiende formando un ángulo recto con el transportador para su clasificación. • Es bastante económico. • Manejan muchos tipos de productos. • No son tan rápidos. • Económico mantenimiento. • Su rendimiento está en el rango de 10 a 30 cajas/min. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consta de una serie de brazos oscilantes ubicados en el transportador. • Al activarse el brazo gira en su mismo lugar, desviando y clasificando el producto. • Es económico en comparación con otros. • No es adecuado para el transporte de artículos frágiles. • No está apto para transportar productos como bolsas de plástico. • Económico mantenimiento. • Su rendimiento se encuentra en el rango de 50 a 100 cajas/min.

Nota. Tabla que muestra algunos tipos de clasificadores que existen en el mercado, los cuales fueron comparados con el clasificador seleccionado en el método Scoring. Tomado de CONVEYCO, Tipos de sistemas de clasificación, aplicaciones y beneficios. En línea <https://www.conveyco.com/pros-cons-popular-sortation-systems/>