



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA

TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
SEMBRADORA AUTOMÁTICA DE SEMILLAS EN BANDEJAS
CON CONTROL DE PROCESO PARA LA EMPRESA
HORTIFRESH

AUTOR: FREDDY GONZALO BARRIONUEVO ORTIZ

DIRECTOR: ING. OSCAR ARTEAGA

CODIRECTOR: ING. DAVID RIVAS

LATACUNGA

2015

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

CERTIFICADO

ING. OSCAR ARTEAGA (DIRECTOR)

ING. DAVID RIVAS (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMBRADORA AUTOMÁTICA DE SEMILLAS EN BANDEJAS CON CONTROL DE PROCESO PARA LA EMPRESA HORTIFRESH**” realizado por el señor FREDDY GONZALO BARRIONUEVO ORTIZ, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.

Debido a que constituye un trabajo con alto contenido científico, que aportará al desarrollo profesional y educativo si aprobamos su publicación.

Latacunga, Julio del 2015.

Ing. Oscar Arteaga
DIRECTOR

Ing. David Rivas
CODIRECTOR

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

YO, FREDDY GONZALO BARRIONUEVO ORTIZ

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMBRADORA AUTOMÁTICA DE SEMILLAS EN BANDEJAS CON CONTROL DE PROCESO PARA LA EMPRESA HORTIFRESH”**, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme consta en las citas de las páginas correspondientes del documento, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Julio del 2015.

Freddy Gonzalo Barrionuevo Ortiz

C.C.: 180449650-1

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

AUTORIZACIÓN

YO, FREDDY GONZALO BARRIONUEVO ORTIZ

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, la publicación en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo titulado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMBRADORA AUTOMÁTICA DE SEMILLAS EN BANDEJAS CON CONTROL DE PROCESO PARA LA EMPRESA HORTIFRESH”** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Julio del 2015.

Freddy Gonzalo Barrionuevo Ortiz

C.C.: 180449650-1

DEDICATORIA

A:

Jehová Dios, por darme la oportunidad de vivir y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio.

Mis padres Marco y Beatriz, por darme la vida, quererme mucho, creer en mí, quienes con sus consejos e incondicional apoyo me han guiado y permitido afrontar los retos de la vida; este logro profesional se los debo a ustedes por enseñarme el valor del esfuerzo y dedicación.

Los amo mucho!

Mis hermanas, Diana, Gisella y Paola, por estar conmigo y apoyarme siempre, las quiero mucho.

Todos aquellos familiares y amigos que estuvieron conmigo durante la elaboración y culminación de este proyecto, siempre los llevaré en mi corazón.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, por darme la fortaleza y sabiduría para poder culminar esta etapa de mi formación profesional.

A mis padres Marco y Beatriz, por el apoyo constante e incondicional en toda mi vida y más aún en mis duros años de carrera profesional.

A todas las personas que participaron e hicieron posible este proyecto, muchas gracias por su apoyo y enseñanza:

Julio Guevara y Mery Ortiz, propietarios de Hortifresh.

Tlgo. Juan Gavilanes, colaborador externo.

Ing. David Rivas e Ing. Oscar Arteaga, directores de tesis.

Ing. Vicente Hallo, Ing. Héctor Terán e Ing. José Quirós, departamento de energía y mecánica.

Familiares y amigos que de una forma u otra permitieron que este logro sea posible.

GRACIAS.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA.....	i
CERTIFICADO	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
RESUMEN	xxii
ABSTRACT	xxiii
PRESENTACIÓN	xxiv

CAPÍTULO I

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	1
1.1 Generalidades.	1
1.2 Fundamentos para la siembra en bandejas de germinación.	2
1.2.1 Sustratos.....	3
1.2.2 Bandejas de germinación.	4
1.2.3 Semillas.	5
1.3 Proceso de siembra en bandejas de germinación.	6
1.3.1 Paso 1: cargado de sustrato en bandejas.....	7
1.3.2 Paso 2: rasado del sustrato.	8
1.3.3 Paso 3: punzonado del sustrato.	8
1.3.4 Paso 4: colocación de las semillas.	9

1.3.5	Paso 5: recubrimiento de las semillas.	9
1.3.6	Paso 6: humectación del sustrato.	10
1.4	Tipos de siembra.	10
1.4.1	Siembra manual.	10
1.4.2	Siembra mecanizada.	11
1.4.3	Siembra automatizada.	12
1.5	Módulos de un sistema de siembra automatizado.	13
1.5.1	Módulo 1: desmenuzado, mezclado y desinfección del sustrato. ...	14
1.5.2	Módulo 2: desinfección y traslado de bandejas.	14
1.5.3	Módulo 3: llenado de los recipientes con sustrato.	15
1.5.4	Módulo 4: punzonado del sustrato y colocación de la semilla.	15
1.5.5	Módulo 5: recubrimiento de semillas y humectación del sustrato. ...	16
1.5.6	Módulo 6: apilado de recipientes.	17
1.6	Configuración de un módulo de siembra en bandejas.	17
1.6.1	Subsistema de procesamiento.	17
1.6.2	Subsistema auxiliar o de apoyo.	18
1.7	Sistemas de control automático.	20
1.7.1	Sistema de control en lazo abierto.	20
1.7.2	Sistema de control en lazo cerrado.	21

CAPÍTULO II

2.	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.	22
2.1	Requisitos funcionales.	22
2.2	Requisitos de diseño.	22
2.3	Subsistemas de un módulo de siembra automatizado.	23
2.4	Subsistema A: mecanismo de siembra.	24
2.4.1	Alternativas de diseño del subsistema A.	25

a.	Alternativa 1: sistema de siembra por tambores rotativos.	25
b.	Alternativa 2: sistema de siembra por boquillas.....	26
2.4.2	Criterios de selección del subsistema A.	27
2.4.3	Selección de alternativas del subsistema A.....	28
2.4.4	Selección del acoplamiento mecánico.....	28
2.5	Transmisión de potencia en el mecanismo de siembra.	30
2.5.1	Alternativas de diseño para la transmisión de potencia.	30
a.	Alternativa 1: transmisión por correas.	30
b.	Alternativa 2: transmisión por cadena.....	30
2.5.2	Criterios de selección de la transmisión de potencia.	31
2.5.3	Selección de alternativas de la transmisión de potencia.....	32
2.6	Subsistema B: mecanismo para transporte de bandejas.....	32
2.6.1	Alternativas de diseño del subsistema B.	32
a.	Alternativa 1: mecanismo tuerca - husillo.	32
b.	Alternativa 2: piñón - cremallera.	33
2.6.2	Criterios de selección del subsistema B.	34
2.6.3	Selección de alternativas del subsistema B.....	35
2.7	Guiado del mecanismo de transporte.	35
2.7.1	Alternativas para el guiado del mecanismo de transporte.	36
a.	Alternativa 1: sistema de guiado por eje.....	36
b.	Alternativa 2: sistemas de guiado por jaulas planas.	37
2.7.2	Rodamientos.....	37
a.	Características de los rodamientos:.....	38
b.	Tipos de rodamientos.	38
2.7.3	Criterios de selección guiado del mecanismo de transporte.....	39
2.7.4	Selección de alternativas guiado del mecanismo de transporte.	39
2.8	Subsistema C: generador de vacío.....	40

2.8.1	Alternativas de diseño del subsistema C.	40
a.	Alternativa 1: bomba de vacío.	40
b.	Alternativa 2: generador de vacío con eyector.....	41
2.8.2	Criterios de selección de subsistema C.	42
2.8.3	Selección de alternativas del subsistema C.....	42
2.8.4	Electroválvulas.....	43
2.9	Subsistema D: oscilador.	43
2.9.1	Alternativas de diseño del subsistema D.	44
a.	Alternativa 1: excéntrico motor DC.	44
b.	Alternativa 2: vibradores neumáticos.	45
2.9.2	Criterios de selección de subsistema D.	45
2.9.3	Selección de Alternativas del subsistema D.	46
2.10	Subsistema E: actuadores eléctricos.....	46
2.10.1	Alternativas de diseño del subsistema E.	46
a.	Alternativa 1: servomotores DC.	46
b.	Alternativa 2: motores paso a paso.	48
2.10.2	Criterios de selección del subsistema E.	49
2.10.3	Selección de alternativas del subsistema E.....	49
2.10.4	Motorreductor.	50
2.11	Subsistema F: sensores de posición.	51
2.11.1	Alternativas de diseño del subsistema F.....	51
a.	Alternativa 1: sensor capacitivo.	51
b.	Alternativa 2: sensor infrarrojo.	52
c.	Alternativa 3: sensor final de carrera.	52
2.11.2	Selección de alternativas del subsistema F.	53
2.12	Subsistema G: electrónica y control.	53
2.12.1	Alternativas de diseño del subsistema G.	54

a.	Alternativa 1: tarjeta Arduino Mega 2560.....	54
b.	Alternativa 2: tarjeta Intel Galileo.	55
2.12.2	Criterios de selección del subsistema G.	57
2.12.3	Selección de alternativas del subsistema G.	57
2.12.4	Driver para motores PaP.	58

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO MECATRÓNICO DE LA MÁQUINA.	59
3.1	Diseño mecánico.	59
3.2	Parámetros de diseño mecánico.	59
3.2.1	Mecanismo de siembra.....	59
a.	Conjunto de siembra.....	59
b.	Acoplamiento mecánico.....	61
c.	Almacenador de semillas.....	62
3.2.2	Sistema de transporte.....	62
3.2.3	Estructura de soporte.....	63
3.3	Diseño mecánico de la máquina sembradora de semillas.	63
3.3.1	Diseño y análisis de esfuerzos en el conjunto de siembra.....	63
a.	Diseño y análisis de esfuerzos: tubo de dosificación.	63
b.	Diseño y análisis de esfuerzos: barra de punzonado.	65
3.3.2	Diseño y análisis de esfuerzos en el mecanismo de siembra.....	70
a.	Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón de entrada (L).	70
b.	Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón seguidor (p).....	79
c.	Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón acoplador (q).....	82
d.	Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón fijo (s).	87
3.3.3	Diseño y selección de los cojinetes de deslizamiento.	91
3.3.4	Selección del motor para el mecanismo de siembra.	93

3.3.5	Verificación de la cadena de transmisión.....	98
3.3.6	Diseño y análisis de esfuerzos en el sistema de transporte.	102
a.	Diseño y análisis de esfuerzos: estructura porta bandeja.....	102
b.	Diseño y análisis de esfuerzos: carro de desplazamiento.	106
c.	Diseño y análisis de esfuerzos: ejes guías.	110
d.	Diseño y análisis de esfuerzos: piñón-cremallera.....	116
3.3.7	Selección del motor para el sistema de transporte de bandejas...	124
3.3.8	Diseño y análisis de esfuerzos en la estructura de soporte.....	127
a.	Diseño estructural.....	127
b.	Análisis de esfuerzos: soporte de gabinete eléctrico.....	128
c.	Análisis de esfuerzos: bastidor.....	130
3.4	Diseño neumático.....	134
3.4.1	Diseño del circuito neumático.....	134
3.4.2	Diseño y selección del eyector de vacío.....	135
a.	Cálculo de la fuerza de succión.....	135
b.	Cálculo de caudal de succión.....	137
c.	Selección del eyector de vacío.....	139
3.4.3	Diseño y selección del compresor neumático.....	139
3.4.4	Selección de la electroválvula.....	140
3.4.5	Selección de la unidad de mantenimiento.....	141
3.4.6	Selección de manguera.....	141
3.5	Diseño eléctrico y electrónico.....	142
3.5.1	Actuadores Eléctricos.....	142
a.	Cálculo de la frecuencia de operación.....	143
3.5.2	Diagrama de conexión entre Arduino Mega y microstep driver CMD2120P.....	144
3.5.3	Diagrama de conexión entre Arduino Mega y pantalla LCD.....	147

3.5.4	Diagrama de conexión entre Arduino Mega y sensores finales de carrera.	148
3.5.5	Diagrama de conexión entre Arduino Mega, pulsadores, luces piloto y electroválvula.	148
3.5.6	Fuentes de alimentación.....	150
3.5.7	Elementos de protección del sistema eléctrico/electrónico.....	151

CAPÍTULO IV

4.	CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS.	152
4.1	Construcción del sistema mecánico.	152
4.1.1	Tecnología de la construcción.	153
4.1.2	Operaciones tecnológicas.....	154
4.1.3	Diagrama de flujo de la construcción.	155
4.2	Ensamblaje de la máquina.....	163
4.2.1	Ensamblaje del mecanismo de siembra.	163
4.2.2	Ensamblaje del sistema de transporte y estructura de soporte. ...	165
4.3	Implementación del sistema neumático.....	167
4.4	Implementación del sistema eléctrico y de control.....	169
4.4.1	Implementación del tablero de control.	169
4.4.2	Programación del controlador Arduino Mega 2560.....	172
4.5	Pruebas y análisis de resultados de la máquina.....	174
4.5.1	Pruebas y resultados del sistema mecánico.....	174
4.5.2	Pruebas y resultados del sistema eléctrico y electrónico.....	174
4.5.3	Pruebas y resultados del sistema neumático.....	175
4.5.4	Calibración de la máquina.	176
a.	Funcionamiento del mecanismo de siembra.....	176
b.	Desplazamiento del carro porta bandejas.....	178

c.	Absorción de las semillas.	178
4.5.5	Pruebas de sembrado.....	180
a.	Producción de plántulas manual vs automatizado.....	181
b.	Tiempos de producción manual vs automatizado.....	183
c.	Eficiencia del proceso de siembra.	184
4.6	Análisis económico del proyecto.....	191
4.7	Validación de la hipótesis.	195

CAPÍTULO V

5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	196
5.1	Conclusiones.	196
5.2	Recomendaciones.	198

BIBLIOGRAFÍA.	200
---------------------------	------------

LINKOGRAFÍA.	201
--------------------------	------------

ANEXOS.....	206
--------------------	------------

ANEXO A: Apéndices.

ANEXO B: Diagrama eléctrico.

ANEXO C: Diagrama neumático.

ANEXO D: Planos mecánicos.

ANEXO E: Programación.

ANEXO F: Artículo científico.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Características generales de las semillas hortícolas.....	6
Tabla 2.1	Escala de ponderación para alternativas de diseño.....	24
Tabla 2.2	Selección de alternativas Subsistema A.	28
Tabla 2.3	Selección de alternativas de la transmisión de potencia.....	32
Tabla 2.4	Selección de alternativas Subsistema B.	35
Tabla 2.5	Selección de alternativas para el sistema de guiado.	39
Tabla 2.6	Selección de alternativas del Subsistema C.	42
Tabla 2.7	Selección de Alternativas del Subsistema D.....	46
Tabla 2.8	Selección de Alternativas Subsistema E.....	49
Tabla 2.9	Características tarjeta Arduino Mega 2560.	55
Tabla 2.10	Características tarjeta Intel Galileo.	56
Tabla 2.11	Selección de alternativas del Subsistema G.	57
Tabla 2.12	Especificaciones microstep driver CMD2120P.	58
Tabla 3.1	Parámetros de diseño tubo de dosificación.	60
Tabla 3.2	Parámetros de diseño barra de punzonado.	60
Tabla 3.3	Parámetros de diseño acoplamiento mecánico.	61
Tabla 3.4	Parámetros de diseño del sistema de transporte.....	62
Tabla 3.5	Piezas del conjunto de siembra.	71
Tabla 3.6	Masas y pesos del conjunto de siembra.	88
Tabla 3.7	Sumatoria de inercias en el eje del actuador eléctrico.	95
Tabla 3.8	Cargas aplicadas al carro de desplazamiento.	107
Tabla 3.9	Parámetros de construcción piñón-cremallera.....	119
Tabla 3.10	Momentos de inercia reflejados en el eje del motor.....	125
Tabla 3.11	Cargas en la estructura de soporte.	128
Tabla 3.12	Especificaciones técnicas Oriental Motor CMK.....	142
Tabla 3.13	Especificaciones técnicas de las fuentes de alimentación.	150
Tabla 4.1	Detalle de piezas y materiales de construcción.	152
Tabla 4.2	Detalle de máquinas y equipos.	153
Tabla 4.3	Operaciones tecnológicas.....	154
Tabla 4.4	Simbología estándar para construir diagramas de flujo	155
Tabla 4.5	Operaciones de ensambaje del mecanismo de siembra.....	163

Tabla 4.6	Operaciones de ensambaje del sistema de transporte y bastidor.	165
Tabla 4.7	Actividades de implementación del sistema neumático.	167
Tabla 4.8	Actividades de implementación del tablero de control.	169
Tabla 4.9	Pruebas de regulación de caudal de vacío.	179
Tabla 4.10	Pruebas de variación de altura de absorción.	180
Tabla 4.11	Producción de plántulas con un sembrado manual.	181
Tabla 4.12	Producción de plántulas con sembrado automatizado.	182
Tabla 4.13	Tiempo de producción de plántulas sembrado manual vs. automatizado	183
Tabla 4.14	Nómina de elementos utilizados en proyecto.	192
Tabla 4.15	Costos de desarrollo e implementación del proyecto.	194

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Diagrama de distribución planta Hortifresh.	1
Figura 1.2	Muestra de sustrato.	3
Figura 1.3	Bandejas de germinación.	4
Figura 1.4	Proceso de siembra en bandejas de germinación.	7
Figura 1.5	Cargado de sustrato en bandejas.	7
Figura 1.6	Rasado del sustrato.	8
Figura 1.7	Punzonado de sustrato.	8
Figura 1.8	Siembra de semillas en bandejas.	9
Figura 1.9	Recubrimiento de las semillas.	9
Figura 1.10	Riego de bandejas.	10
Figura 1.11	Máquina sembradora de semillas en bandejas.	11
Figura 1.12	Línea de siembra automatizada para bandejas.	12
Figura 1.13	Módulos de un sistema de siembra automatizado.	13
Figura 1.14	Máquina para mezclado de sustrato.	14
Figura 1.15	Máquina para limpieza y desinfección de bandejas.	14
Figura 1.16	Máquina para llenado de sustrato en bandejas.	15
Figura 1.17	Máquina para punzonado y siembra de semillas.	16
Figura 1.18	Máquina para recubrimiento y riego de semillas.	16
Figura 1.19	Máquina para almacenado de bandejas.	17
Figura 1.20	Tambor de punzonado y boquillas de dosificación.	18
Figura 1.21	Sistemas de soporte o estructurales.	19
Figura 1.22	Sistemas de potencia.	19
Figura 1.23	Panel de control sembradora Urbinati.	20
Figura 1.24	Sistema de control en lazo abierto.	21
Figura 1.25	Sistema de control en lazo cerrado.	21
Figura 2.1	Partes del mecanismo de siembra.	25
Figura 2.2	Sistema de siembra por tambores rotativos.	25
Figura 2.3	Sistema de siembra por boquillas.	27
Figura 2.4	Configuraciones del eslabonamiento de cuatro barras.	29
Figura 2.5	Transmisión por correas.	30
Figura 2.6	Transmisión por cadena.	31

Figura 2.7	Mecanismo tuerca-husillo.	33
Figura 2.8	Mecanismo piñón-cremallera.....	34
Figura 2.9	Sistema guiado por todamientos lineales.	36
Figura 2.10	Sistema de guiado por jaulas planas.	37
Figura 2.11	Bomba de vacío Quincy.....	40
Figura 2.12	Diagrama de funcionamiento de un eyector neumático.	41
Figura 2.13	Electroválvula neumática AirVac.	43
Figura 2.14	Motores vibradores para control de Playstation2.....	44
Figura 2.15	Vibrador neumático de bola.	45
Figura 2.16	Servomotor DC.	47
Figura 2.17	Motor paso a paso.	48
Figura 2.18	Motor paso a paso con reductor.	50
Figura 2.19	Elementos de un sensor capacitivo.	51
Figura 2.20	Partes de un sensor infrarrojo.....	52
Figura 2.21	Partes de un sensor final de carrera.	53
Figura 2.22	Tarjeta Arduino Mega 2560.	54
Figura 2.23	Tarjeta Intel Galileo.....	56
Figura 2.24	Microstep driver CMD2120P.....	58
Figura 3.1	Tubo y boquillas de dosificación.	63
Figura 3.2	Barra de punzonado.	65
Figura 3.3	Diagrama de cuerpo libre de la barra de punzonado.	66
Figura 3.4	Diagrama de fuerzas cortantes en la barra de punzonado.	66
Figura 3.5	Diagrama de momentos flectores en la barra de punzonado. .	67
Figura 3.6	Sección transversal de la barra de punzonado.....	68
Figura 3.7	Factor de seguridad para la barra de punzonado.	70
Figura 3.8	Eslabón de entrada.....	70
Figura 3.9	Distribución de pesos en el conjunto de siembra.....	72
Figura 3.10	Diagrama de cuerpo libre en el eje cilíndrico.	72
Figura 3.11	Diagrama de fuerzas cortantes en el eje cilíndrico.	73
Figura 3.12	Diagrama de momentos flectores en el eje cilíndrico.....	73
Figura 3.13	Factor de seguridad en el eje cilíndrico.	76
Figura 3.14	Diagrama de cuerpo libre del eslabón de entrada.	76
Figura 3.15	Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón de entrada.....	77
Figura 3.16	Diagrama de momentos flectores en el eslabón de entrada....	77

Figura 3.17	Factor de seguridad para el eslabón de entrada.	79
Figura 3.18	Eslabón seguidor.	79
Figura 3.19	Diagrama de cuerpo libre del eslabón seguidor.....	80
Figura 3.20	Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón seguidor.	80
Figura 3.21	Diagrama de momentos flectores en el eslabón seguidor.	80
Figura 3.22	Factor de seguridad para el eslabón seguidor.....	82
Figura 3.23	Eslabón auxiliar.....	83
Figura 3.24	Eslabón acoplador.	84
Figura 3.25	Diagrama de cuerpo libre del eslabón auxiliar.	84
Figura 3.26	Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón auxiliar.	84
Figura 3.27	Diagrama de momentos flectores en el eslabón auxiliar.....	85
Figura 3.28	Factor de seguridad para el eslabón auxiliar.	86
Figura 3.29	Eslabón fijo.	87
Figura 3.30	Diagrama de cuerpo libre del eslabón fijo.....	88
Figura 3.31	Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón fijo.	89
Figura 3.32	Diagrama de momentos flectores en el eslabón fijo.	89
Figura 3.33	Factor de seguridad para el eslabón fijo.	91
Figura 3.34	Estructura porta bandeja.....	103
Figura 3.35	Diagrama de cuerpo libre del porta bandeja.	104
Figura 3.36	Diagrama de fuerzas cortantes en el porta bandeja.	104
Figura 3.37	Diagrama de momentos flectores en el porta bandeja.....	104
Figura 3.38	Tensión de Von Mises en el soporte de la bandeja.	105
Figura 3.39	Deslizamiento estático en el perfil del porta bandeja.	106
Figura 3.40	Carro de desplazamiento.....	107
Figura 3.41	Factor de seguridad para el carro de desplazamiento.	110
Figura 3.42	Eje guía del sistema de transporte.....	111
Figura 3.43	Traslación horizontal con carga normal.	111
Figura 3.44	Ubicación de fuerzas en el eje guía.....	113
Figura 3.45	Diagrama de cuerpo libre del eje guía.	113
Figura 3.46	Diagrama de fuerzas cortantes en el eje guía.	114
Figura 3.47	Diagrama de momentos flectores en el eje guía.....	114
Figura 3.48	Factor de seguridad para el eje guía.	116
Figura 3.49	Mecanismo piñón-cremallera para transporte de bandejas. ..	116
Figura 3.50	Diagrama de cuerpo libre sistema de transporte.	120

Figura 3.51	Factor de seguridad para el piñón.	123
Figura 3.52	Estructura de soporte.....	127
Figura 3.53	Tensión de Von Mises para el soporte de ganinete.....	129
Figura 3.54	Deslizamiento estático para el soporte de gabinete.....	130
Figura 3.55	Diagrama de cuerpo libre del bastidor.	132
Figura 3.56	Diagrama de fuerzas cortantes en el bastidor.	132
Figura 3.57	Diagrama de momentos flectores en el bastidor.....	132
Figura 3.58	Tensión de Von Mises para el perfil del bastidor.	133
Figura 3.59	Deslizamiento estático en el perfil del bastidor.	134
Figura 3.60	Esquema electroválvula neumática 5/2.	141
Figura 3.61	Conexión Arduino Mega y driver CMD2120P (motor 1).....	146
Figura 3.62	Conexión Arduino Mega y driver CMD2120P (motor 2).....	146
Figura 3.63	Conexión Arduino Mega y pantalla LCD 16x2.	147
Figura 3.64	Conexión Arduino Mega y finales de carrera.	148
Figura 3.65	Conexión Arduino Mega y pulsadores.	149
Figura 3.66	Esquema de un módulo de relés y Arduino.	149
Figura 3.67	Conexión Arduino Mega y módulo de relés.	150
Figura 4.1	Construcción de las boquillas de dosificación.....	156
Figura 4.2	Construcción del tubo de dosificación.....	156
Figura 4.3	Construcción de la barra de punzonado.	157
Figura 4.4	Construcción del eslabón fijo.	157
Figura 4.5	Construcción del eslabón de entrada.....	158
Figura 4.6	Construcción de eslabón seguidor.....	158
Figura 4.7	Construcción del eslabón acoplador.....	159
Figura 4.8	Construcción del eslabón auxiliar.	159
Figura 4.9	Construcción del contenedor de semillas.	160
Figura 4.10	Construcción del carro porta bandejas.	160
Figura 4.11	Construcción del carro de desplazamiento.....	161
Figura 4.12	Construcción de los ejes guía.	161
Figura 4.13	Construcción piñón - cremallera.	162
Figura 4.14	Construcción de la estructura de soporte.	162
Figura 4.15	Flujograma del ensamblaje del mecanismo de siembra.	164
Figura 4.16	Ensamblaje final del mecanismo de siembra.	165

Figura 4.17	Flujograma del ensamblaje del sistema de transporte y estructura de soporte.	166
Figura 4.18	Ensamblaje final del sistema de transporte y estructura de soporte.	167
Figura 4.19	Flujograma de la implementación del sistema neumático.....	168
Figura 4.20	Implementación del sistema neumático.	168
Figura 4.21	Flujograma para la implementación del tablero de control.....	170
Figura 4.22	Vista frontal del tablero de control de la máquina.	171
Figura 4.23	Distribución interior del tablero de control.	172
Figura 4.24	Ubicación de sensores finales de carrera.	172
Figura 4.25	Flujograma del programa de control de la máquina.....	173
Figura 4.26	Posición (1) recolección de semillas.	177
Figura 4.27	Posición (2) punzonado y colocación de semillas.....	177
Figura 4.28	Desplazamiento del carro porta bandejas.....	178
Figura 4.29	Análisis de eficiencia por niveles de presión.....	179
Figura 4.30	Producción de plántulas siembra manual vs automatizada. ...	182
Figura 4.31	Tiempo de sembrado manual vs automatizado.	184
Figura 4.32	Resumen de pruebas de siembra a 0,4 MPa.....	184
Figura 4.33	Resumen de pruebas de siembra a 0,3 MPa.....	185
Figura 4.34	Resumen de pruebas de siembra a 0,2 MPa.....	185
Figura 4.35	Resumen de pruebas de siembra a 0,2 MPa.....	186
Figura 4.36	Bandeja sembrada con semillas de remolacha.	186
Figura 4.37	Detalle de eficiencia por boquillas con 0,4 MPa de presión... 187	
Figura 4.38	Detalle de eficiencia por boquillas con 0,3 MPa de presión... 187	
Figura 4.39	Detalle de eficiencia por boquillas con 0,2 MPa de presión... 188	
Figura 4.40	Detalle de eficiencia por boquillas con 0,1 MPa de presión... 188	
Figura 4.41	Eficiencia por filas sembradas con presión 0,4 MPa.....	189
Figura 4.42	Eficiencia por filas sembradas con presión 0,3 MPa.....	190
Figura 4.43	Eficiencia por filas sembradas con presión 0,2 MPa.....	190
Figura 4.44	Eficiencia por filas sembradas con presión 0,1 MPa.....	191

RESUMEN

Hortifresh es una empresa dedicada al cultivo y producción de hortalizas, ubicándose en un sector estratégico de la matriz productiva nacional; por consiguiente requiere de avances tecnológicos que le permitan generar una producción competitiva y eficiente, así como también procesos con un alto grado de bienestar físico y mental de los trabajadores. Con este objetivo se desarrolla el proyecto de: “diseño y construcción de una máquina sembradora automática de semillas en bandejas con control de proceso”, la cual permite automatizar las actividades de punzonado del sustrato y colocación de semillas en almácigos, en un único proceso. El diseño del sistema mecánico se basa en un eslabonamiento de cuatro barras que opera de manera coordinada con un mecanismo piñón-cremallera que permite movilizar la bandeja durante el proceso de siembra. El sistema neumático se encarga de la succión de semillas mediante un eyector de vacío y una electroválvula, así como reguladores de presión en cada estación. El sistema eléctrico/electrónico consta de dos motores PaP con sus respectivas unidades de potencia y acondicionamiento, un controlador Atmega 2560 que gestiona y analiza las señales de control de la máquina receptadas a través de los sensores finales de carrera; junto con un tablero de mando de interfaz amigable para el operario. La programación se basa en software libre que contribuye a un sistema más flexible y abierto para futuras modificaciones, según el avance de las necesidades del sector productivo agrícola.

PALABRAS CLAVE:

- **EMPRESA HORTIFRESH.**
- **SIEMBRA AUTOMATIZADA.**
- **AGROINDUSTRIA ECUATORIANA.**
- **SEMILLAS.**

ABSTRACT

Hortifresh is a company dedicated to the growing and production of vegetables, located in a strategic sector of the national productive matrix. Therefore, the company requires technological advances, as well as processes with a high degree of physical and mental well-being of workers, allowing it to generate a competitive and efficient production. To achieve this goal the present project is developed as: "design and construction of an automatic planter of seeds machine in trays with process control", this machine allows to automate activities of the substrate's pushing and placing the seeds in trays, in a single process. The mechanical design is based on a four-bar linkage which operates in coordination with a pinion - rack mechanism for mobilizing the tray during sowing process. The pneumatic system allows seed's suction through a vacuum ejector and a solenoid valve, as well as the pressure regulator at each station. The electrical/electronic system consists of two stepper motors with their respective power and driver units. Besides a controller Atmega 2560 that manages and analyzes the machine control signals received through limit sensors. Along with a user-friendly interface control panel for the operator. The programming is made with a free software which contributes to have a more flexible and open system, for future modifications, depending on the needs' progress of agricultural production sector.

KEYWORDS:

- **HORTIFRESH COMPANY.**
- **AUTOMATED SEEDING.**
- **ECUADORIAN AGRO-INDUSTRY.**
- **SEEDS.**

PRESENTACIÓN

En el presente proyecto se desarrolla el diseño y construcción de una máquina sembradora automática de semillas en bandejas con control de proceso, una innovación tecnológica que permite modernizar el proceso de siembra de almácigos en las plantaciones; generando un aumento en la productividad y evitando el desgaste físico al mejorar la ergonomía de los procesos de producción.

En el Capítulo I se detallan los principales conceptos teóricos sobre el proceso de siembra en almácigos, así como técnicas, materiales y herramientas utilizados para este fin. También se puede ver información relevante de las máquinas existentes en el mercado y su influencia en la modernización de este proceso.

En el Capítulo II se observan los parámetros y criterios de diseño empleados en base a un análisis cuantitativo-tecnológico para la selección de los diferentes componentes mecánicos, neumáticos, eléctricos y electrónicos requeridos para el desarrollo del proyecto.

En el Capítulo III se realizan los cálculos estructurales y análisis de esfuerzos de cada uno de los elementos mecánicos diseñados, así como también estudios de carga para la selección de los actuadores eléctricos. Adicionalmente se realiza un análisis de variables para la configuración del sistema neumático y de control de la máquina.

En el Capítulo IV se detalla el procedimiento de construcción de las piezas y elementos mecánicos, la implementación de los componentes eléctricos y neumáticos de la máquina sembradora; así como también pruebas de funcionamiento y análisis estadísticos de costos, productividad y eficiencia.

El Capítulo V presenta las conclusiones que se obtuvo una vez terminado el proyecto, y las recomendaciones que se debe tener en caso de usar este trabajo como base en futuros desarrollos tecnológicos.

Finalmente, se incluyen la Bibliografía, Linkografía y Anexos, utilizados en el desarrollo de este proyecto.

CAPÍTULO I

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

1.1 Generalidades.

Hortifresh es una empresa privada ecuatoriana, localizada en la parroquia de Pifo, provincia de Pichincha. Su actividad económica se centra especialmente en el cultivo y comercialización de hortalizas de corto periodo. Con aproximadamente 10 años de experiencia la empresa conserva un marco de competitividad, integridad y sostenibilidad que garantiza la producción, procesamiento y distribución de productos altamente desarrollados, destinados al mercado nacional; para ello cuenta con instalaciones, mano de obra y tecnología que permiten cumplir con los estándares de calidad exigidos por la normativa vigente en el país. Sus instalaciones cuentan con amplias áreas de terreno para cultivo, área de germinación y poscosecha, área administrativa, reservorio de agua y bodegas, como se observa en la Figura 1.1, esta organización permite un óptimo funcionamiento ya que cada espacio se interrelaciona con los demás, facilitando los traslados de materias primas y productos.

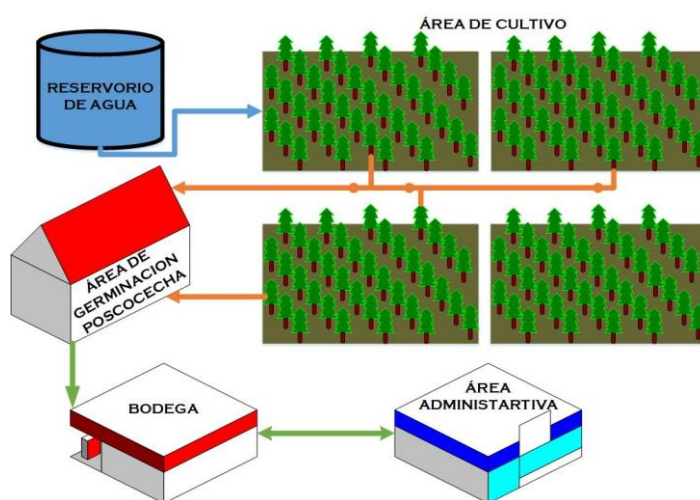


Figura 1.1 Diagrama de distribución planta Hortifresh.

Al ser Hortifresh un negocio que se desempeña en la actividad agraria forma parte de la matriz productiva del país ubicándose en un sector estratégico de la economía nacional, por consiguiente requiere de avances

tecnológicos que le permitan generar una producción competitiva y eficiente. Para el desarrollo del presente proyecto, el área de influencia es la sección de germinación y poscosecha en la empresa Hortifresh; sitio donde se realizan actividades de carácter prioritario y que fundamentan el buen desempeño de la empresa, tales como: siembra y germinación de plántulas, recepción, clasificación, lavado y empacado, almacenamiento, embarque y desembarque de gavetas. Específicamente en el área de siembra de semillas en bandejas, actividad que actualmente es realizada manualmente y que constituye un cuello de botella para una producción sistematizada y eficiente que es la meta de la empresa.

El corazón del proceso tecnológico de siembra en bandejas en un semillero dedicado a la producción de plántulas, lo constituye la línea de llenado, punzonado y siembra. De aquí la importancia de generar un mecanismo que permita optimizar tanto los recursos primarios (semillas), energía (mano de obra) y resultados (plántulas germinadas). La máquina que se construye como propósito final del proyecto de titulación cumple con los requerimientos de la empresa para tecnificar y modernizar este proceso de vital importancia y abre la puerta para que otros proyectos de automatización surjan y coadyuven alcanzar la industrialización del sector agrícola.

1.2 Fundamentos para la siembra en bandejas de germinación.

Según el concepto expuesto por (Clavijo Cornejo, 2002), la siembra se realiza a golpes depositando una o varias semillas en cada cavidad de la bandeja, cuando se deposita una sola semilla se le conoce como: siembra de precisión o monograno, siendo la de interés en este proyecto. Resulta bastante frecuente en la actualidad el hecho de que a veces las siembras se realicen sobre botes o macetas de sustrato individuales o en bandejas de poliestireno rellenos con sustrato llamado compost, a base de turba, tierra y arena. En este caso el trasplante se puede hacer con el cepellón que engloba la maceta o cavidad, con lo que la planta sufre menos por el trasplante.

Para el proceso de siembra en bandejas es importante contar con la materia prima y equipo necesario, que incluye entre otras cosas: sustratos, bandejas de germinación, semillas, y un método de siembra acorde con las necesidades del cultivo, sea esto con el empleo de herramientas o con máquinas especializadas en el proceso de siembra.

1.2.1 Sustratos.

Es el medio donde se desarrollará la semilla de hortaliza desde su fase de germinación hasta su enraizamiento, cumple una función vital en el proceso de siembra, ya que es el encargado de mantener los parámetros idóneos para el crecimiento de la semilla, como: densidad, humedad, porosidad y salinidad. En la Figura 1.2 se observa el tipo de sustrato utilizado en área de pilonado de la empresa Hortifresh.



Figura 1.2 Muestra de sustrato.

Hay diversos materiales y mezclas que se pueden usar en las operaciones de germinación de semilla. Según (Blogtecnos, 2013), algunos materiales que se pueden usar son los siguientes:

- **Tierra orgánica (compost):** Formado por la descomposición, aeróbica o anaeróbica, de desechos orgánicos. Se trata de un grado de descomposición medio, cuando su descomposición es completa se denomina humus. Ambos, tanto compost como humus, proporcionan al suelo porosidad, estructura y nutrientes básicos.

- **Turba negra:** Se trata de un material orgánico, de color oscuro y con alto contenido en carbono. Forma una estructura esponjosa, liviana en donde se aprecia los componentes vegetales de la que se forma.
- **Abono (fertilizante):** Sustancias de origen orgánico o inorgánico, que mejoran el sustrato desde un punto de vista nutricional.
- **Perlita:** La perlita son pequeñas bolas blancas generadas por la extrusión de micas. Su función es esponjar la tierra, mejorando la aireación y aumentando su capacidad de retención de humedad.

De acuerdo a (Clavijo Cornejo, 2002), el porcentaje de humedad para el sustrato varía de un 45 a un 60%. El humedecimiento del sustrato facilita su prensado en las bandejas para que las cavidades de las bandejas no queden completamente llenas o rasadas, y poder depositar a la profundidad adecuada la semilla.

1.2.2 Bandejas de germinación.

La bandeja es un contenedor grupal para plántulas, donde se siembra y cultivan plantas delicadas durante sus primeros periodos vegetativos. El uso de las mismas facilita la regularidad de otras operaciones del cultivo y una más eficiente utilización del espacio en invernadero.



Figura 1.3 Bandejas de germinación.

Una bandeja puede variar en dimensiones y material de fabricación dependiendo el tipo de cultivo. Para el presente proyecto se usa las bandejas de poliestireno expandido como se observa en la Figura 1.3 por ser las más utilizadas en la empresa Hortifresh; esta bandeja consta de 242 cavidades (22x11), con las siguientes dimensiones: 550 mm de largo y 281 mm de ancho. Las cavidades tiene una geometría cuadrada miden 21 x 21 mm y una

profundidad de 45 mm extendida de forma que se reducen la paredes hasta llegar a un cuadro de 15 x 15 mm. Para el diseño mecánico de la máquina sembradora, se requiere conocer las dimensiones de las bandejas, especialmente las distancias entre los centros de cada cavidad.

Adicionalmente las bandejas previo el proceso de siembra deben ser desinfectadas para evitar problemas fitosanitarios, esto es mediante un lavado con agua a presión para eliminar la mayor cantidad de residuos de sustratos que vengam adheridos a la bandeja. Una vez realizado este paso se pasan a un recipiente grande que contiene una solución de cloro en donde se enjuagan y desinfectan las bandejas. Una vez limpias son llenadas con sustrato y transportadas al área de siembra.

1.2.3 Semillas.

Según la definición de (Rossi, 2012), una semilla es una estructura vegetal viva, destinada a siembra o propagación, cuyo origen puede ser sexual o asexual y que dispone de embrión o yema. Para (Gaytán Ruelas, Serwatowski, & Gracia López , 2006), estas semillas deben cumplir con los parámetros de germinación que se esperan para una producción en semilleros (mayores a un 90%), ya que un 10% de cavidades sin plántulas en las bandejas, en general se considera como de baja calidad.

Para garantizar la calidad de la producción, las semillas deben tener algunas características esenciales: elevada facultad germinativa, tamaño adecuado y uniforme, además deben estar libre de enfermedades y otros residuos. El hecho de que algunas semillas viables tarden en germinar o no germinen cuando se las siembra, puede dar como resultado un sembrado ralo que muchas veces reduce la producción de semilla y en algunos casos impone la necesidad de resembrar (Clavijo Cornejo, 2002).

La Tabla 1.1 muestra algunas características importantes de un grupo de semillas hortícolas utilizadas en el proceso de germinación por bandejas.

Tabla 1.1

Características generales de las semillas hortícolas.

Hortaliza	Peso de 1 litro de semilla (gr)	Cantidad de semilla en un gramo	Tamaño de la semilla (mm)	Forma	Método de siembra
Brócoli	700	550	2 a 3	Esférica	Directa y trasplante
Coliflor	700	320	2 a 3	Esférica	Directa y trasplante
Rábano	650	80	2 a 3	Esférica	Directa y trasplante
Cebolla	480	300	1 a 2	Irregular	Directa y trasplante
Ajo	500	250	----	---	Directa
Zanahoria	240	250	3 de longitud	Elíptica plana	Directa
Acelga	250	60	---	---	Directa
Lechuga	430	800	4 a 5	Alargada	Directa y trasplante
Espárrago	800	50	4 a 8	Angulosa esférica	Directa
Jitomate	---	410	1 a 2.5	Reniforme	Directa y trasplante

Fuente: (Clavijo Cornejo, 2002).

1.3 Proceso de siembra en bandejas de germinación.

Este proceso puede realizarse manualmente o de forma mecanizada dependiendo del nivel de desarrollo y tecnología disponible en la plantación, pero independientemente del modo de cultivo empleado, la siembra de semillas en bandejas de germinación cumple con 6 etapas consecutivas para su correcta realización. En la Figura 1.4 se detallan mediante un diagrama estos pasos secuenciales, que son: cargado de sustrato (paso 1), rasado

(paso 2), punzonado (paso 3), colocación de las semillas (paso 4), recubrimiento con sustrato (paso 5) y humectación del sustrato (paso 6).

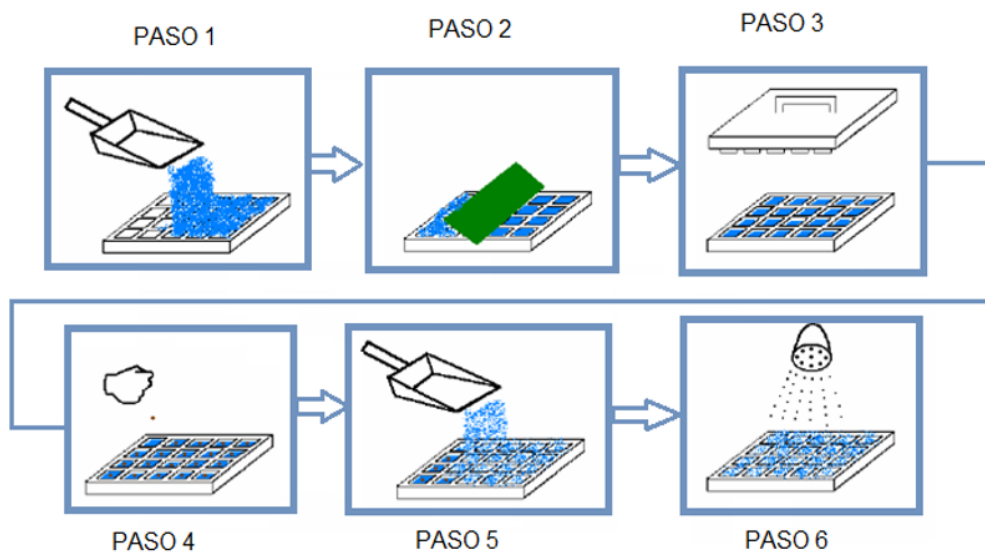


Figura 1.4 Proceso de siembra en bandejas de germinación.

1.3.1 Paso 1: cargado de sustrato en bandejas.

Una vez que el sustrato se encuentre con la humedad necesaria (45 - 60%) y previamente realizada la desinfección de la bandeja. El operador de modo manual o en ocasiones con ayuda de una pala de jardinería procede a llenar cada bandeja como se observa en la Figura 1.5 teniendo cuidado de que cada una de sus cavidades se carguen por completo.



Figura 1.5 Cargado de sustrato en bandejas.

1.3.2 Paso 2: rasado del sustrato.

Consiste en nivelar el sustrato que se encuentra en la bandeja procurando que todas las cavidades queden llenas de manera homogénea, como se observa en la Figura 1.6 donde la bandeja ya pasado la fase de rasado.



Figura 1.6 Rasado del sustrato.

1.3.3 Paso 3: punzonado del sustrato.

Consiste en presionar y compactar el sustrato cargado en cada una de las cavidades, para que este quede por debajo del nivel superior de la bandeja (de 10 a 15 mm), y así lograr el asentamiento de la semilla. Esto lo realiza el operario con sus dedos como se observa en la Figura 1.7.



Figura 1.7 Punzonado de sustrato.

1.3.4 Paso 4: colocación de las semillas.

En esta fase se coloca la semilla de hortaliza a cultivar (rábano, brócoli, remolacha) en cada una de las 242 cavidades que contiene la bandeja, el operario lo hace manualmente como se muestra en la Figura 1.8. Priorizando el cuidado de que no ingrese más de una semilla por cavidad, caso contrario no germinarán de manera apropiada.



Figura 1.8 Siembra de semillas en bandejas.

1.3.5 Paso 5: recubrimiento de las semillas.

Consiste en la aplicación extra de sustrato para el recubrimiento de las semillas, que facilite su germinación. En la Figura 1.9 se muestra a un empleado de la pilonera Hortifresh realizando el proceso de recubrimiento.



Figura 1.9 Recubrimiento de las semillas.

1.3.6 Paso 6: humectación del sustrato.

Es una acción complementaria durante el proceso de siembra en almácigos que consiste en la humectación del sustrato post-siembra para mejorar las condiciones de germinación de la semilla. En la Figura 1.10 se observa un sistema de aspersión que permite el riego del sustrato y la plántula.



Figura 1.10 Riego de bandejas.

1.4 Tipos de siembra.

1.4.1 Siembra manual.

Para (Gaytán Ruelas, Serwatowski, & Gracia López , 2006), la siembra manual se caracteriza por la utilización durante todas las operaciones del proceso, como medios de trabajo, exclusivamente, las manos o algunas herramientas simples de accionamiento manual.

Según (Clavijo Cornejo, 2002), al sembrar bandeja por bandeja y cavidad por cavidad, además de consumir demasiado tiempo y requerir personal con bastante práctica, genera una gran pérdida de semilla debido a la imprecisión de la mano, al ser una labor repetitiva y de precisión provoca que se depositen cantidades no controladas de semillas. Estos factores sumados a periodos de rotación muy cortos en la producción de plántulas de especies agrícolas aumentan los costos ya que la semilla utilizada es certificada y su precio es elevado. Además al tener varias semillas por cavidad, al germinar esto provoca una gran competencia por los nutrientes.

Este tipo de siembra por su naturaleza es más demorada, presentando marcada diferencia en grandes extensiones de siembra, en la secuencia de desarrollo de la misma planta, lo que hace que algunos procesos que se pueden aplicar en un solo día, tengan que esperar el estado de desarrollo óptimo para su realización. Esta espera puede ser de uno o más días y que indudablemente es pérdida de tiempo y recursos para la empresa (Clavijo Cornejo, 2002).

1.4.2 Siembra mecanizada.

Según (Gaytán Ruelas, Serwatowski, & Gracia López , 2006), los sistemas de producción de plántulas en los que todas las operaciones se realizan utilizando medios mecanizados, es decir, máquinas, equipos y dispositivos que en forma de módulos separados llevan a efecto las operaciones del proceso de siembra, constituyen los sistemas de producción mecanizados.

En la Figura 1.11 se muestra una máquina/herramienta diseñada para el punzonado y colocación de semillas, esta herramienta facilita el proceso de siembra pero requiere necesariamente de una persona que realice todo las acciones para poder obtener una bandeja sembrada.



Figura 1.11 Máquina sembradora de semillas en bandejas.

Fuente: (Intecdes, 2013).

La siembra mecanizada puede ser realizada por diversos mecanismos que son capaces de depositar solo una semilla por cavidad y además de eso

las máquinas pueden ser integradas secuencialmente para realizar el llenado de las bandejas con sustrato, la siembra, el tapado, y el primer riego en una forma continua. Pero estas actividades requieren ineludiblemente de la participación del hombre, como un operador de la maquinaria, encargado de que cada módulo trabaje bajo los parámetros establecidos y en los tiempos requeridos, o de lo contrario toda la línea de producción se verá afectada. Esto reduce la cantidad de mano de obra necesaria para el proceso de siembra, asimismo se tienen grandes rendimientos y hace más económico el proceso. Una desventaja muy determinante es el alto costo de adquisición de la maquinaria.

1.4.3 Siembra automatizada.

Aquellos sistemas de producción en los que la intervención del hombre se limita a tareas de supervisión y control del trabajo realizado, así como el suministro de los insumos: sustrato, bandejas, semillas y agua, para obtener bandejas sembradas, regadas y listas para ingresar a una cámara de germinación, han alcanzado el nivel de automatización en sus medios de trabajo (Gaytán et al. ,2006).

En la Figura 1.12 se observa una línea integral de siembra en bandejas, la cual se compone de cuatro estaciones que pueden operar independientes o en conjunto según la requiere el usuario; posee un sistema de control y gestión de proceso lo que eleva las prestaciones del diseño.

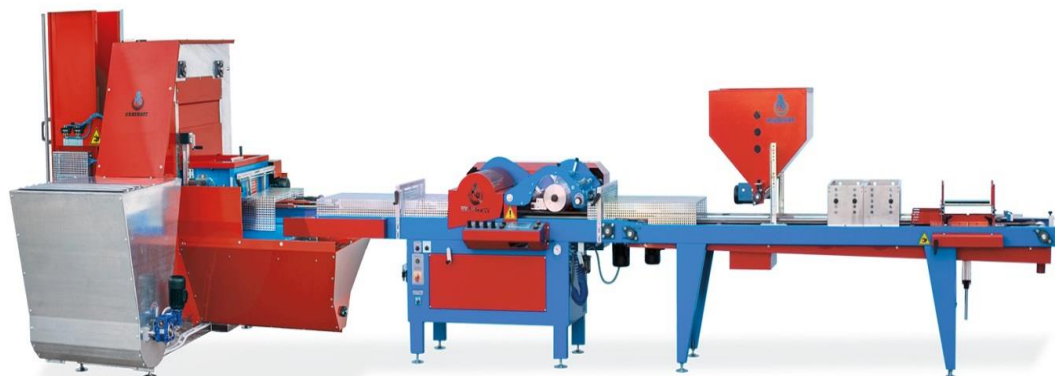


Figura 1.12 Línea de siembra automatizada para bandejas.

Fuente: (Urbinati, Lambda – Linea di semina, 2014).

1.5 Módulos de un sistema de siembra automatizado.

Un sistema de siembra integral puede dividirse de acuerdo al tipo y características del proceso que ejecutará, esto permite trabajar en unidades operativas que reciben la denominación de módulos. Estas unidades pueden desempeñarse tanto de forma independiente, o como parte de una línea de producción automatizada. Esto permite que sea el usuario quien escoja en base a su realidad que procesos de su empresa requieren ser mecanizados, y cuales pueden continuar siendo realizados de forma manual, aunque siempre será lo más recomendable tener una línea de siembra automatizada en la cual el operario solo cumpla funciones de supervisión y control.

Con el propósito de poder hacer referencia a la situación actual que guarda la mecanización de la operación de siembra en bandejas, es importante recordar que esta actividad en específico, está íntimamente relacionada con otras diversas operaciones, tales que juntas logran formar un auténtico proceso tecnológico de siembra en bandejas; estas actividades se detallan en la Figura 1.13 organizadas según la función y orden de ejecución dentro del proceso de siembra.

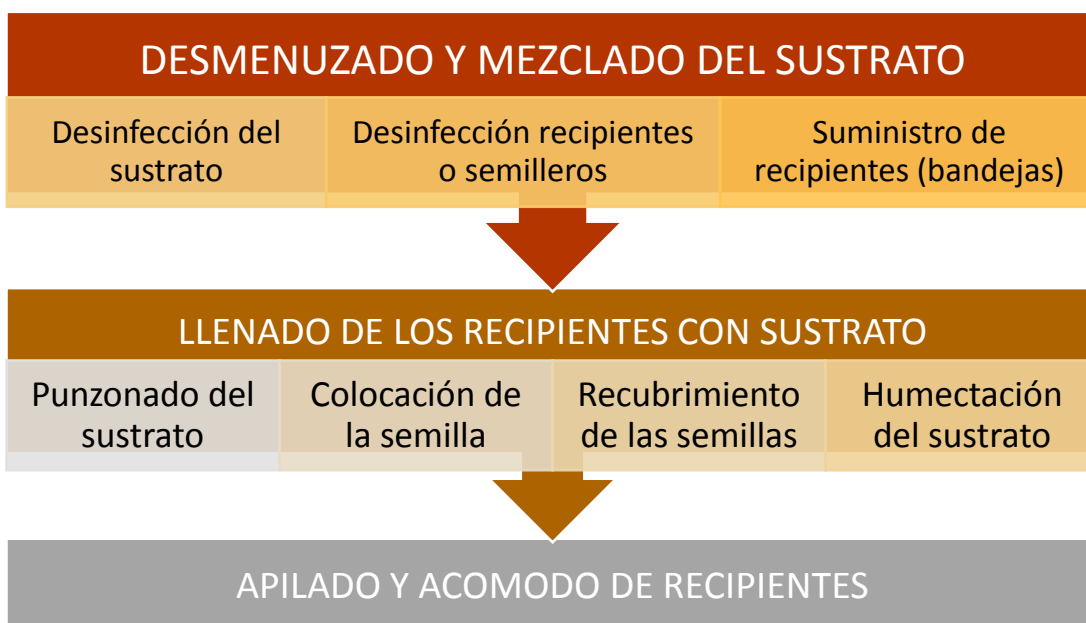


Figura 1.13 Módulos de un sistema de siembra automatizado.

1.5.1 Módulo 1: desmenuzado, mezclado y desinfección del sustrato.

Se compone de una máquina en la cual se coloca grandes volúmenes de sustrato en su interior, para que luego un conjunto de hélices accionadas por un motor eléctrico, hagan girar el sustrato almacenado permitiendo el desmenuzado del mismo como se observa en la Figura 1.14. Adicionalmente se pueden agregar desinfectantes en el momento de la mezcla para complementar el proceso de preparación del sustrato.



Figura 1.14 Máquina para mezclado de sustrato.

Fuente: (Urbinati, Miscelatori di terriccio, 2014).

1.5.2 Módulo 2: desinfección y traslado de bandejas.



Figura 1.15 Máquina para limpieza y desinfección de bandejas.

Fuente: (Urbinati, LAV 10 – Lavaseminiera, 2014).

Como se observa en la Figura 1.15 el módulo se compone de dos secciones: la primera es una máquina que expulsa vapor de agua sobre las bandejas para eliminar las impurezas al interior de las cavidades y residuos antes de la siembra; la siguiente sección es una banda transportadora que lleva las bandejas hacia el área de almacenamiento previo al ingreso del módulo 3.

1.5.3 Módulo 3: llenado de los recipientes con sustrato.

En esta sección convergen los módulos 1 y 2 los cuales suministran los elementos necesarios para que empiece a operar el módulo de llenado de sustrato en bandejas. En la Figura 1.16 se observa el funcionamiento de este módulo el cual utiliza una banda transportadora para movilizar las bandejas entre cada estación y un juego de rodillos giratorios rellena cada una de las cavidades con sustrato, mientras que un sistema de aire limpia de excesos a las bandejas; dejando los recipientes listos para ser transportados a la siguiente estación y continuar con el proceso la siembra.



Figura 1.16 Máquina para llenado de sustrato en bandejas.

Fuente: (Urbinati, Beta – Linea di semina, 2014).

1.5.4 Módulo 4: punzonado del sustrato y colocación de la semilla.

En este módulo se desarrolla la etapa más importante de la línea de siembra, puesto que aquí se colocan las semillas dentro de las cavidades de manera precisa y cuidando de no dañarlas durante el proceso. Para ello se emplea dos rodillos, el primero de estructura sólida y provista de una matriz

de punzones que realizan los orificios en el sustrato, mientras que el segundo rodillo coloca las semillas por succión al interior de las cavidades. En la Figura 1.17 se observa un módulo de la marca Urbinati con las características indicadas.



Figura 1.17 Máquina para punzonado y siembra de semillas.

Fuente: (Urbinati, Beta – Linea di semina, 2014).

1.5.5 Módulo 5: recubrimiento de semillas y humectación del sustrato.

Este módulo consta de una tolva y un actuador eléctrico acoplado a un rodillo con surcos que permite recubrir de una fina capa de sustrato sobre las bandejas previamente sembradas, para luego pasar bajo un sistema de riego por aspersion el cual se activa mediante la señal de un sensor al momento que se acerca la bandeja. En la Figura 1.18 se puede observar cómo opera este módulo el cual consta adicionalmente de una línea de transporte para movilizar las bandejas.



Figura 1.18 Máquina para recubrimiento y riego de semillas.

Fuente: (Urbinati, Beta – Linea di semina, 2014).

1.5.6 Módulo 6: apilado de recipientes.

Finalmente el módulo 6 se define como un periférico de la línea de sembrado, ya que se encarga de recoger, movilizar y organizar las bandejas que ya fueron sembradas y están listas para ser llevadas al invernadero de germinación y ser sometidas al control de calidad. En la Figura 1.19 se observa el funcionamiento de la máquina mientras realiza el proceso de apilado de recipientes.



Figura 1.19 Máquina para almacenado de bandejas.

Fuente: (Urbinati, Pallettizzatore, 2014).

1.6 Configuración de un módulo de siembra en bandejas.

Para este caso puntual se hará referencia al módulo 4 (Punzonado sobre el sustrato y colocación de la semilla), por ser el mecanismo requerido por la empresa Hortifresh. Sin embargo los conceptos aquí redactados son válidos y extensibles a cualquiera de los módulos detallados en el proceso de siembra en bandejas. Según lo expuesto por (Gaytán et al. ,2006), una máquina agrícola se puede dividir en dos subsistemas: el de procesamiento y el auxiliar o de apoyo.

1.6.1 Subsistema de procesamiento.

Comprenden aquellos componentes de la máquina que en forma directa llevan a efecto las funciones que la máquina está destinada a realizar, en el caso particular del proyecto, es la dosificación y colocación de semillas en cada una de las cavidades de las bandejas de germinación. Son dispositivos

mecánicos, fabricados en acero o aluminio dependiendo de su aplicación, los cuales deben ser calibrados bajo especificaciones del tipo de siembra, número de horas de trabajo, entre otros. Como ejemplo en la Figura 1.20 se muestra los tambores de punzonado, tambores de siembra por vacío y kit de boquillas para succión.



Figura 1.20 Tambor de punzonado y boquillas de dosificación.

Fuente: (Urbinati, Beta – Línea di semina, 2014).

1.6.2 Subsistema auxiliar o de apoyo.

Los sistemas auxiliares según (Gaytán et al. ,2006), son las partes que soportan y ayudan a los sistemas de procesamiento en la realización de su función. Estos sistemas auxiliares o de apoyo se pueden dividir en tres categorías como sistemas de soporte o estructurales, sistema de potencia o fuente de energía y sistema de control.

Los sistemas de soporte consisten y están formados por todas las partes estructurales de la máquina, cuyas funciones son mantener unidas las partes de la máquina para que estas puedan cumplir su función correctamente. Como ejemplo, se tiene las piezas mecánicas que integran el mecanismo de traslado de bandejas, así como rodamientos, pernos y eslabones. En la Figura 1.21 se observa algunos elementos que conforman el sistema de soporte de un módulo de siembra, el cual se compone de un tambor de punzonado y de un tambor de vacío, ambos fabricados en aluminio.

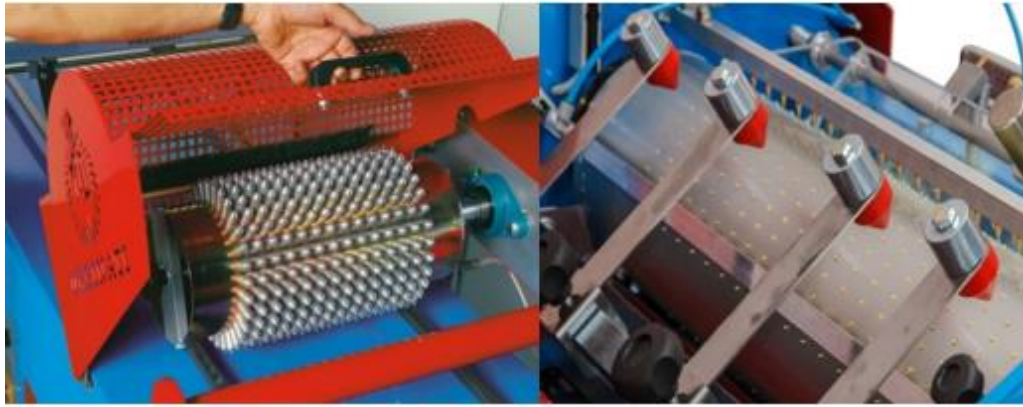


Figura 1.21 Sistemas de soporte o estructurales.

Fuente: (Urbinati, Beta – Línea di semina, 2014).

Los sistemas de potencia suministran la energía a los sistemas de procesamiento, distinguiéndose aquellas máquinas cuya fuente de energía y sistemas de transmisión provienen de la misma formando una unidad autopropulsada, y aquellas máquinas que reciben accionamiento de sus sistemas de procesamiento por medio de una fuente energética externa. Como ejemplo de sistemas de potencia en la Figura 1.22 se observa un actuador eléctrico (motor AC y caja reductora) y un generador de vacío.



Figura 1.22 Sistemas de potencia.

Fuente: (Urbinati, Lambda – Línea di semina, 2014).

La función de los sistemas de control es proporcionar el mando y control sobre los sistemas de procesamiento, puesto que permiten conectar o desconectar estos sistemas con los sistemas de potencia; los controles pueden ser automáticos o manuales. Mediante la implementación de

botoneras, manómetros, indicadores luminosos y sensores, que permiten al operador visualizar y controlar el estado del proceso de siembra.

También se puede instalar controladores con interfaz hombre máquina, que permitan el funcionamiento automático del proceso de siembra, limitando al usuario a tareas de supervisión. En la Figura 1.23 se muestra el tablero de mando diseñado por la marca Urbinati, el cual consta de diversos elementos que permiten gestionar el proceso de siembra en bandejas.

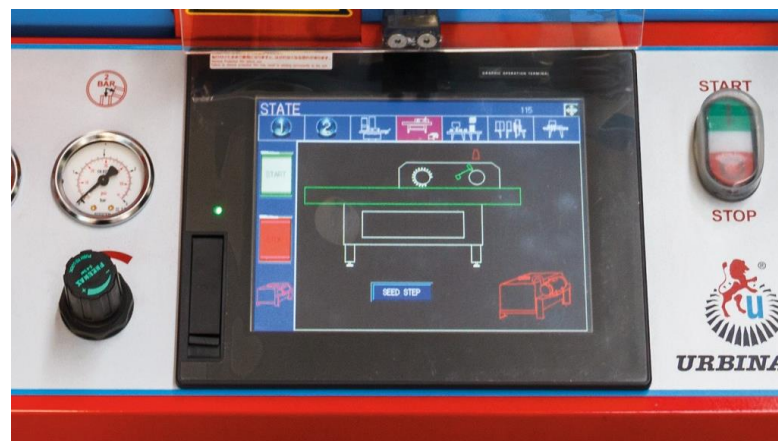


Figura 1.23 Panel de control sembradora Urbinati.

Fuente: (Urbinati, Lambda – Linea di semina, 2014).

1.7 Sistemas de control automático.

Para garantizar un óptimo desempeño de la unidad sembradora de semillas en bandejas, se implementará un control automático de proceso. Con la utilización de componentes como son: sensores, transmisores, controlador y elemento final de control.

1.7.1 Sistema de control en lazo abierto.

En un sistema de lazo abierto una señal de entrada o comando se aplica al controlador, cuya salida actúa como señal actuante; esta señal actuante controla el Proceso Controlado de tal forma que la variable controlada se desempeñe de acuerdo a los estándares preestablecidos. En los casos simples, el controlador puede ser un amplificador, unión mecánica, filtros u otro elemento de control. En los casos más complejos, el controlador puede ser una computadora tal como un microprocesador. Debido a la simplicidad y

economía de los sistemas de control en lazo abierto, se le encuentra en muchas aplicaciones no críticas (Kuo, 1996, págs. 9-10). En la Figura 1.24 se muestra el diagrama de flujo para una planta con sistema de control en lazo abierto.

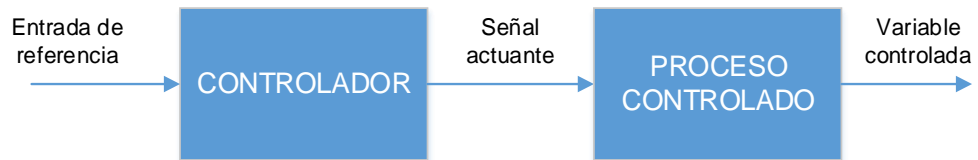


Figura 1.24 Sistema de control en lazo abierto.

Fuente: (Kuo, 1996).

1.7.2 Sistema de control en lazo cerrado.

Para obtener un control más exacto, la señal controlada debe ser realimentada y comparada con la entrada de referencia, y se debe enviar una señal actuante proporcional a la diferencia de la entrada y la salida a través del sistema para corregir el error. Un sistema con uno o más trayectorias de realimentación como el que se acaba de describir se denomina sistema en lazo cerrado (Kuo, 1996, págs. 9-10). En la Figura 1.25 se observa el diagrama de flujo para una planta con sistema de control en lazo cerrado (retroalimentación).

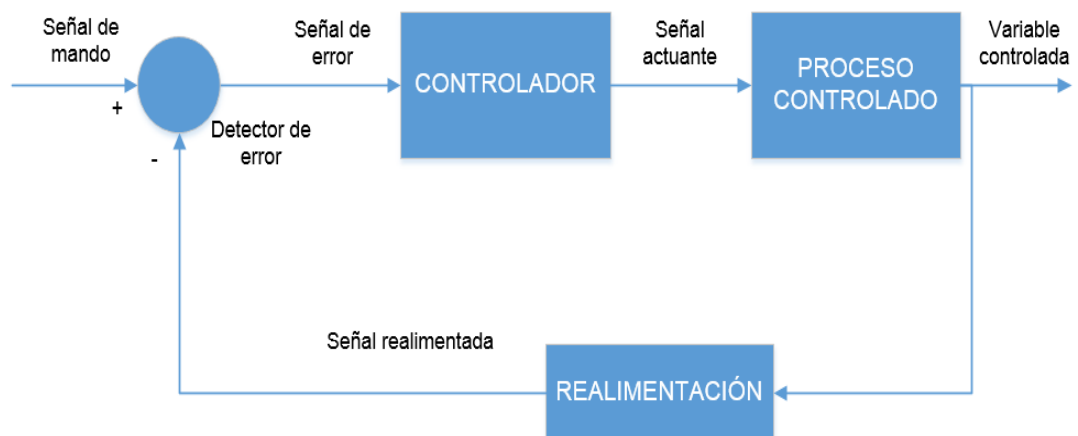


Figura 1.25 Sistema de control en lazo cerrado.

Fuente: (Kuo, 1996).

CAPÍTULO II

2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

2.1 Requisitos funcionales.

Las funciones que se enlistan a continuación indican el trabajo que debe realizar la máquina:

- Transmitir movimiento lineal que permita mover la bandeja precargada de sustrato desde el punto admisión hasta la sección de siembra.
- Posicionar y alinear el mecanismo de transporte de bandejas con el sistema de colocación de semillas.
- Transmitir potencia al mecanismo de siembra para realizar los procesos de punzonado del sustrato y colocación de semillas al interior de cada una de las cavidades.
- Controlar el flujo de aire para la captación de las semillas (mediante succión), que se encuentran almacenadas en el reservorio.
- Desplazar la bandeja al punto de salida para su retirada de la máquina, una vez finalizado el proceso de siembra.
- Contabilizar y visualizar el número de bandejas que siembra durante cada operación y por jornada de trabajo.

2.2 Requisitos de diseño.

- **Accionamiento de la máquina:** Eléctrico a 110 VAC (red doméstica), los actuadores eléctricos como motores o sensores pueden trabajar con voltajes de continua.
- **Tamaño estimado de la máquina:** El diseño debe ser compacto para asegurar su ubicación y traslado dentro de las instalaciones de la empresa. Largo: 1500 mm, ancho: 400 mm y altura: 380 mm.
- **Tamaño de bandejas:** La siembra se realizara en bandejas de germinación comerciales usadas en la empresa Hortifresh. Con las siguientes dimensiones: 550 mm de largo, 281 mm de ancho y 45 mm de altura.

- **Tipos de semillas:** Se trabajara con semillas de diámetro superior a 2 mm y forma esférica o similar.
- **Estructura mecánica:** Estructura de materiales resistentes y livianos, que ayude a mantener un bajo consumo de energía al movilizar los mecanismos de transmisión de potencia, además de la estabilidad del sistema pese a vibraciones. También debe garantizar un grado de protección anticorrosivo.
- **Sistema neumático:** Sistema de succión mediante un generador de vacío, alimentación DC y de baja potencia. Control de caudal mediante válvula solenoide. Regulador de presión para reducirla al nivel requerido por la máquina.
- **Tipo de Software:** El software para el control de los actuadores, sensores, botones, y demás elementos del proceso de siembra en bandejas será de plataforma libre. Puede ser programado y editado sin necesidad de licencias.
- **Mandos de control:** Paro de emergencia, pulsador de inicio, pulsador de enceramiento, luces indicadoras de estado, interruptor de encendido/apagado.
- **Características especiales:** Pantalla para visualización de instrucciones del proceso de siembra.

2.3 Subsistemas de un módulo de siembra automatizado.

El análisis y selección de las alternativas para la construcción e implementación de la máquina sembradora de semillas, se realiza en base a los mecanismos, actuadores y software que mejor se adapten a los requerimientos de la empresa. Por lo tanto se procede a dividir la máquina en los siguientes subsistemas:

- Subsistema A: Mecanismo de siembra.
- Subsistema B: Mecanismo para transporte de bandejas.
- Subsistema C: Generador de vacío.
- Subsistema D: Oscilador.
- Subsistema E: Actuadores eléctricos.

- Subsistema F: Sensores de posición.
- Subsistema G: Electrónica y control.

La calificación usada para la selección de las alternativas de diseño se basa en criterios que son evaluados de tal forma que cada uno reciba un valor en escala numérica que permita cuantificar su eficacia y factibilidad. La escala de ponderación utilizada es la que se indica en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1

Escala de ponderación para alternativas de diseño.

CALIFICACIÓN	% DE FACTIBILIDAD	SIGNIFICADO
0	< 35	Insatisfactorio
1	36 – 50	Satisfactorio
2	51 – 75	Bueno
3	76 – 89	Muy bueno
4	90 – 100	Óptimo

Fuente: (Chancusi & Navarrete, 2014).

2.4 Subsistema A: mecanismo de siembra.

El proceso de siembra en bandejas requiere de un mecanismo que cumpla con dos funciones básicas: punzonado del sustrato y colocación de la semilla en cada cavidad. Cumpliendo características de diseño que lo haga preciso y robusto, así también con materiales y herramientas que se encuentren comercialmente disponibles en el mercado ecuatoriano.

Para un mejor entendimiento y parametrización del diseño, al mecanismo de siembra se lo subdivide en cuatro secciones interconectadas: Kit de siembra, Acoplamiento Mecánico, Transmisión de potencia y Almacenador de semillas, como se detalla en la Figura 2.1.

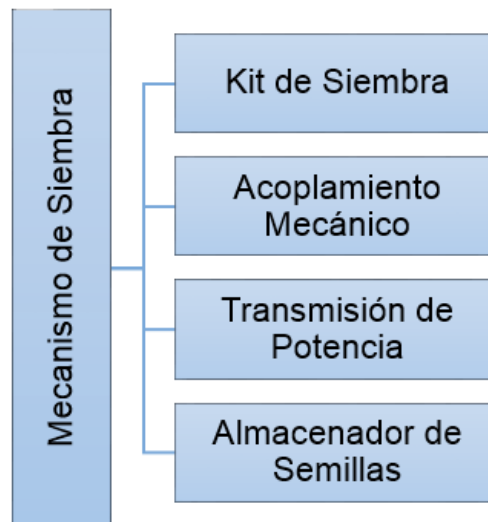


Figura 2.1 Partes del mecanismo de siembra.

2.4.1 Alternativas de diseño del subsistema A.

a. Alternativa 1: sistema de siembra por tambores rotativos.

En la Figura 2.2 se observa el diagrama del mecanismo de siembra conformado por dos tambores: un tambor giratorio de punzonado y otro de colocación de la semilla también giratorio.

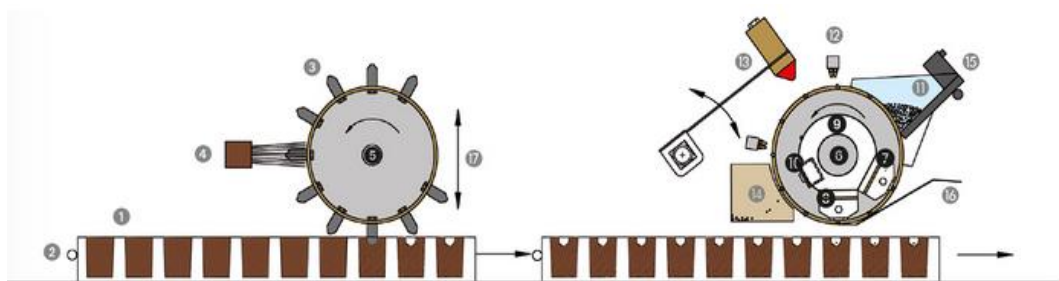


Figura 2.2 Sistema de siembra por tambores rotativos.

Fuente: (Urbinati, Lambda – Linea di semina, 2014).

Funcionamiento:

La bandeja ingresa cargada de sustrato al punto de siembra, aquí el primer tambor se encarga del punzonado al alinear las cavidades de la bandeja con las almohadillas de aluminio ubicadas a lo largo del tambor. Seguidamente la bandeja es llevada al siguiente tambor, el que se encarga de la colocación de la semilla, para ello utiliza un sistema neumático el cual absorbe las semillas

hacia pequeños orificios marcados en la superficie del tambor. Luego un mecanismo a modo de martillo golpetea el tambor para quitar las semillas en exceso. Finalmente el tambor al girar deja caer las semillas atrapadas en los orificios hacia las cavidades de la bandeja.

Ventajas:

- Sistema robusto y fiable con un alto índice de siembra efectiva por bandeja ingresada.
- Proceso de siembra continuo, optimiza el tiempo de trabajo de la máquina.
- Permite usar bandejas de diferentes tamaños, siempre que la distancia entre cavidades sea similar.
- Reducido o nulo porcentaje de desperdicio de semillas, gracias al sistema de recolección de excesos en el tambor.
- Bajo nivel de mantenimiento preventivo de los mecanismos que integran el sistema de siembra.

Desventajas:

- Costos de producción elevados, debido al gran número de mecanismos que conforman el sistema.
- Estructura de soporte y accesorios ocupan mucho espacio.
- Requiere de un mayor número de actuadores y sensores para su funcionamiento.
- Sistema de transporte de bandejas continuo obliga a utilizar cintas transportadoras.

b. Alternativa 2: sistema de siembra por boquillas.

Es un sistema de siembra relativamente simple, como se indica en la Figura 2.3 consta de un juego de boquillas acopladas a un tubo de dosificación por el cual se genera succión que permite sujetar las semillas del plato de almacenamiento.

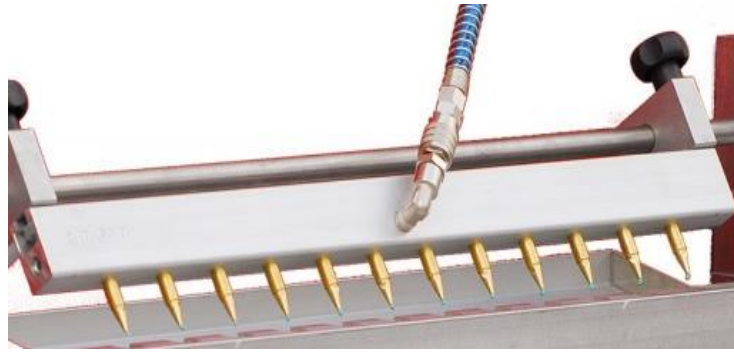


Figura 2.3 Sistema de siembra por boquillas.

Fuente: (Urbinati, SF 13 – Seminatrice a file, 2014).

Funcionamiento:

El kit de boquillas que están unidas al sistema de vacío, son complementadas con una barra de punzonado que perfora el sustrato en las cavidades de la bandeja, así el sistema realiza los dos procesos de manera simultánea.

Ventajas:

- Sistema de siembra compacto y liviano, no requiere de grandes componentes para su fabricación.
- Versátil en su diseño, puede ser configurado de manera personalizada de acuerdo a los requerimientos del usuario.
- Bajo costo de fabricación y rápida implementación, lo hace un sistema ideal para pequeñas empresas.

Desventajas:

- El tiempo de siembra para las semillas es mayor por unidad de bandeja.
- Pueden existir perdidas de semillas en el proceso de succión con boquillas, aunque están son mínimas.

2.4.2 Criterios de selección del subsistema A.

Para seleccionar la mejor alternativa del mecanismo de siembra, se procede a evaluar los siguientes factores:

- Costo

- Fabricación
- Ensamblaje
- Robustez
- Mantenimiento
- Relación peso-potencia

2.4.3 Selección de alternativas del subsistema A.

Tabla 2.2

Selección de alternativas Subsistema A.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Costo	1	3
Fabricación	2	3
Ensamblaje	2	4
Robustez	4	3
Mantenimiento	3	2
Relación peso-potencia	3	4
SUMA	15	19

Después de analizar la ponderación de la Tabla 2.2 se obtiene que el mecanismo de la alternativa 2 (Sistema de siembra por boquillas) alcanza la mayor puntuación. La otra alternativa (siembra por tambores rotativos) presenta limitaciones en cuanto a costos de fabricación e implementación, así como un mayor grado de complejidad en su ensamblaje. Puesto que el objetivo es construir una máquina ligera, de fácil ensamblaje y de un costo asequible, la alternativa 2 reúne los requisitos necesarios para cumplir con este propósito.

2.4.4 Selección del acoplamiento mecánico.

Para complementar la selección del sistema de siembra, se utilizará un acoplamiento de cuatro barras para coordinar el movimiento del kit de siembra

y así poder trasladar las semillas desde el almacenador hasta las cavidades de la bandeja de germinación. El mecanismo de cuatro barras presenta una gran versatilidad en su uso, pudiendo ser modificado por el diseñador para cumplir con requerimientos específicos.

La deducción de la configuración adecuada del mecanismo de cuatro barras, se basa en el principio de Grashof, que postula lo siguiente: Para un eslabonamiento plano de cuatro barras, la suma de las longitudes más corta y más larga de los eslabones no puede ser mayor que la suma de las longitudes de los dos eslabones restantes, si se desea que exista una rotación relativa continua entre dos elementos (Campos, 2010). Adicionalmente se puede obtener cuatro configuraciones del eslabonamiento de 4 barras que satisfacen la ley de Grashof.

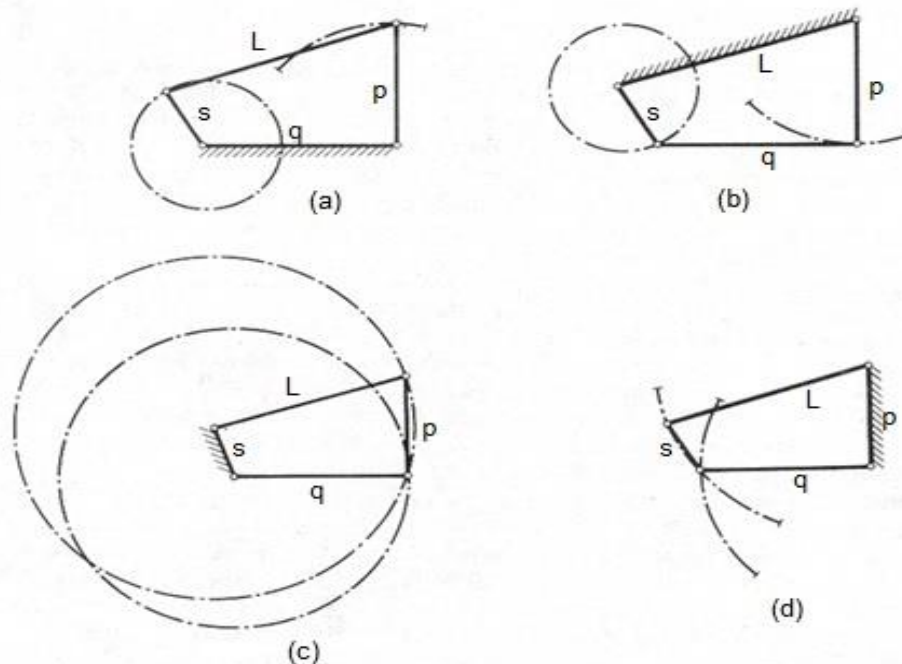


Figura 2.4 Configuraciones del eslabonamiento de cuatro barras.

Fuente: (Campos, 2010).

La configuración que se selecciona para implementar en el diseño del mecanismo de siembra es la opción (c) como se indica en la Figura 2.4, la cual consiste en fijar el eslabón más corto (s), con el fin de obtener dos eslabones adyacentes a (s) que pueden girar en forma continua y ambos eslabones (L) y (p) se describen adecuadamente como manivelas.

2.5 Transmisión de potencia en el mecanismo de siembra.

Es el encargado de sincronizar el movimiento de los eslabones de entrada (L) y seguidor (p), al igualar la velocidad angular con la que se mueven ambos eslabones. El mecanismo debe ser preciso, robusto y no tener deslizamiento entre los elementos acoplados.

2.5.1 Alternativas de diseño para la transmisión de potencia.

a. Alternativa 1: transmisión por correas.

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, constan de una cinta colocada con tensión sobre dos poleas: una motriz y otra conducida. Las transmisiones pueden ser por correa abierta, correa cruzada y por correa con rodillo tensor. En la Figura 2.5 se observa la configuración de una transmisión por correa usando dos poleas fijas, esto permite aumentar la velocidad de la polea conducida.

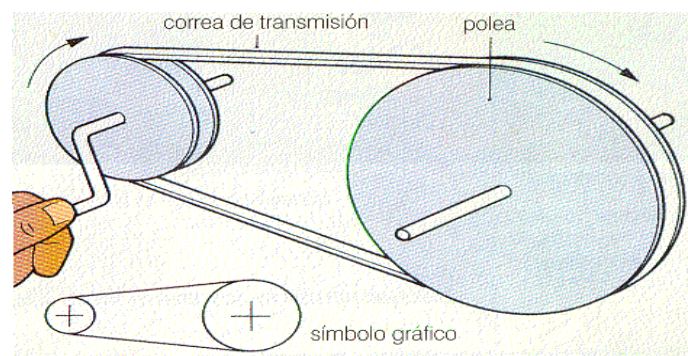


Figura 2.5 Transmisión por correas.

Fuente: (Pulido, 2008).

Ventajas y desventajas de la transmisión por correas.

- Ventajas: Amortiguan impactos. Transmiten potencia a distancias grandes. Versatilidad de posición y movimiento.
- Desventajas: Requiere tensado inicial. Propenso alargamiento de correas. Susceptible a condiciones ambientales desfavorables.

b. Alternativa 2: transmisión por cadena.

Este tipo de transmisiones trabaja de acuerdo con el principio de engranaje. La transmisión por cadena consta de la rueda de cadena conductora, de la rueda conducida y de la cadena que abraza las ruedas y engrana con sus dientes. En la Figura 2.6 se observa el conjunto de transmisión empleado en las bicicletas, el cual multiplica el torque ejercido por la persona hacia la rueda de tracción.

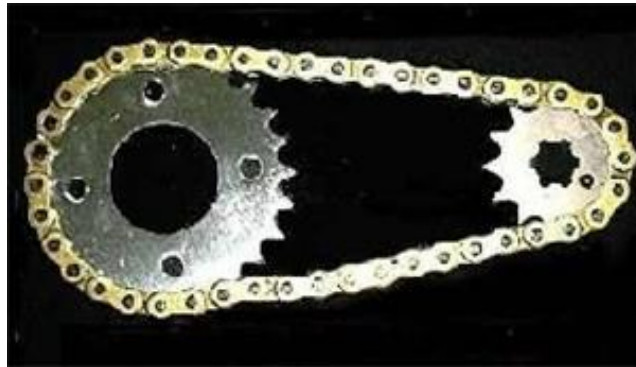


Figura 2.6 Transmisión por cadena.

Fuente: (EcuRed, 2014).

Ventajas y desventajas de la transmisión por cadena.

- Ventajas: Relación de transmisión fija. Ausencia de deslizamiento. Fuerzas bajas actuantes sobre los árboles. Alto rendimiento del 0.98
- Desventajas: Requieren lubricación y fundas. Montaje y mantenimiento exigente.

2.5.2 Criterios de selección de la transmisión de potencia.

Los criterios que se analizan al momento de seleccionar el mecanismo de transmisión son los siguientes:

- Precisión.
- Momento de fuerza.
- Velocidad.
- Eficiencia mecánica.
- Mantenimiento.

2.5.3 Selección de alternativas de la transmisión de potencia.

Tabla 2.3

Selección de alternativas de la transmisión de potencia.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Precisión	2	4
Momento de fuerza	3	4
Velocidad	3	3
Eficiencia mecánica	2	4
Mantenimiento	4	2
SUMA	14	17

De la Tabla 2.3 se concluye que el mecanismo de la alternativa 2 (transmisión por cadena) resulta el indicado para conectar y sincronizar el mecanismo de cuatro barras para el funcionamiento del módulo de siembra, sus características como precisión, eficiencia mecánica y momento de fuerza confirman su selección.

2.6 Subsistema B: mecanismo para transporte de bandejas.

Este subsistema tiene como función trasladar las bandejas con sustrato desde la posición de carga del operador, pasando por el ciclo de siembra (Subsistema A), hasta llegar a la posición de salida. Para lo cual debe convertir el movimiento giratorio del actuador eléctrico en un movimiento lineal.

2.6.1 Alternativas de diseño del subsistema B.

a. Alternativa 1: mecanismo tuerca - husillo.

Se lo conoce también como Tornillo de Potencia, es un sistema que convierte el movimiento giratorio producido por el tornillo dispuesto fijamente, en movimiento lineal de la tuerca que se desplaza longitudinalmente a lo largo del tornillo como se observa en la Figura 2.7. El avance de la tuerca dependerá del paso y número de hilos de entrada de la rosca.



Figura 2.7 Mecanismo tuerca - husillo.

Fuente: (Mendez, 2013).

Características mecanismo tuerca - husillo.

Se pueden fabricar diferentes perfiles del filete del tornillo dependiendo de su uso. Los generados por superficies triangulares son los más apropiados para efectuar uniones, mientras que otros perfiles, como los generados por superficies trapeciales, en diente de sierra o redondas se pueden utilizar como elementos de transmisión de movimiento en prensas de husillo, gatos a tornillo, husillo de roscar de los tornos, etc.

Rosca cuadrada:

- Ventajas: Tiene la mayor eficiencia (ángulo cero de perfil). Posee mayor rendimiento.
- Desventajas: Es costosa de fabricar. No está normalizada.

Rosca trapecial:

- Ventajas: Ajuste sencillo comparado con el de los tornillos cuadrados. Mayor resistencia. Diseño muy propicio para desplazamientos. Fácil fabricación.
- Desventajas: Existe un juego mínimo entre el tornillo y la tuerca.

b. Alternativa 2: piñón - cremallera.

El mecanismo piñón-cremallera como se muestra en la Figura 2.8 transforma el movimiento giratorio de un eje, en el que va montado un piñón,

en movimiento rectilíneo, al engranar los dientes del piñón con los dientes de una barra prismática (cremallera) que se desplaza longitudinalmente.

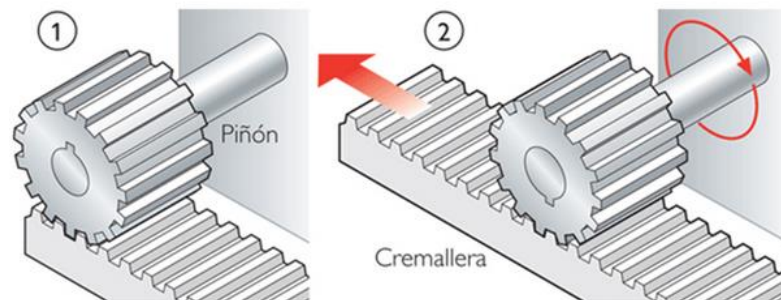


Figura 2.8 Mecanismo piñón - cremallera.

Fuente: (Aragonesa, s. f.).

Características mecanismo piñón - cremallera.

Según (Aragonesa, s. f.), la cremallera es asimilable a una rueda dentada de diámetro primitivo infinito. Para que el engrane sea posible y el piñón pueda deslizarse sobre la cremallera es preciso que tanto piñón como cremallera posean el mismo módulo. Este tipo de mecanismo es reversible. Es decir puede funcionar aplicando un movimiento de giro al piñón que es transmitido a la cremallera desplazándolos de forma lineal, o viceversa. Se utiliza en la apertura y cierre de puertas sobre guías, y en las direcciones de los automóviles.

Ventajas y desventajas piñón - cremallera.

- Ventajas: Transmisión suave y con precisión, transmite potencias elevadas. Se puede fabricar de varios materiales. Gran relación de transmisión.
- Desventajas: Su costo es más elevado en relación a los otros mecanismos.

2.6.2 Criterios de selección del subsistema B.

Los criterios que se analizan al momento de seleccionar el mecanismo de transmisión son los siguientes:

- Costo

- Precisión
- Velocidad
- Potencia
- Implementación
- Mantenimiento

2.6.3 Selección de alternativas del subsistema B.

Tabla 2.4

Selección de alternativas Subsistema B.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Costo	1	2
Precisión	3	2
Velocidad	2	2
Potencia	3	3
Implementación	1	2
Mantenimiento	2	3
SUMA	12	14

De la Tabla 2.4 se concluye que el mecanismo de la alternativa 2 (sistema piñón-cremallera) resulta el indicado para la aplicación que se va efectuar, sus características como costo y mantenimiento complementan los grados de precisión y velocidad del mecanismo y lo convierten en una opción viable.

2.7 Guiado del mecanismo de transporte.

Para complementar el movimiento realizado por el mecanismo de transmisión de movimiento se necesita implementar guías de tipo lineal con las siguientes especificaciones:

- Ofrecer soporte y estabilidad a los componentes de la máquina sembradora en el desplazamiento de los elementos móviles.
- Guiar los elementos móviles con fricción mínima.

- Soportar cargas secundarias (torque, cargas laterales, etc).

2.7.1 Alternativas para el guiado del mecanismo de transporte.

Estos sistemas deben proveer movimiento lineal de precisión con baja fricción a través de un arreglo de rieles (redondos o cuadrados), elementos de contacto (rodamientos de rodillos, rodamientos de bolas o guías de contacto total) y determinadas configuraciones de montaje. Existen varios tipos de guías, cada una dirigida a optimizar el desempeño en aplicaciones específicas.

a. Alternativa 1: sistema de guiado por eje.

Consiste en un eje fabricado de acero inoxidable o también de acero plata, resistente a la corrosión, dotado de una capa templada que garantiza la transición continua de la dureza, evitando deflexiones.

Características:

- Rectificado en toda su longitud para optimizar el deslizamiento sobre su superficie sin perturbaciones.
- Son ideales en aplicaciones como pistas de rodadura de precisión para rodamientos lineales.
- Son económicos, de larga duración y resisten altas temperaturas.



Figura 2.9 Sistema guiado por rodamientos lineales.

Fuente: (Bearings, 2012).

El sistema como se observa en la Figura 2.9 complementa con un kit de rodamientos lineales que gracias a su relativamente bajo peso total, estas unidades son especialmente adecuadas para construcciones de bajo peso, junto con elevadas cargas, así como para altas aceleraciones y elevadas velocidades de traslación.

b. Alternativa 2: sistemas de guiado por jaulas planas.

El sistema como se observa en la Figura 2.10 se compone de un mecanismo de desplazamiento horizontal fabricado en aluminio anodizado, los carriles-guía son de acero templado y el cuerpo soporte de los patines es de acero templado y rectificado. Se caracteriza por la elevada capacidad de carga, combinada con una precisión absoluta, esta capacidad resulta del gran número de elementos rodantes al interior del mecanismo.



Figura 2.10 Sistema de guiado por jaulas planas.

Fuente: (Bearings, 2012).

Características:

- Son apropiadas para carreras largas e ilimitadas.
- Necesitan de lubricación con aceite o grasa.
- Pueden utilizarse para temperaturas de trabajo de hasta +100 °C.
- Larga vida con mantenimiento adecuado.

2.7.2 Rodamientos.

Los rodamientos son elementos mecánicos que ayudan a reducir la fricción entre el eje y las piezas conectadas por medio de una rodadura que le sirve

de apoyo y facilita su desplazamiento. El elemento rotativo a emplearse en la fabricación del rodamiento, pueden ser: de bolas, de rodillos o de agujas.

a. Características de los rodamientos:

Según (Chancusi & Navarrete, 2014), los rodamientos poseen las siguientes características:

- Su par inicial de fricción es bajo y la diferencia entre su par inicial y su par de funcionamiento es pequeña.
- Su mantenimiento, sustitución e inspección son simples.
- Muchos rodamientos son capaces de soportar cargas radiales y axiales simultáneamente o independientemente.
- Los rodamientos pueden ser utilizados dentro de un amplio rango de temperaturas.
- Los rodamientos pueden ser precargados para obtener un juego negativo y obtener una mayor rigidez.

b. Tipos de rodamientos.

De acuerdo a (Barrasa Artamendi & Pedruzo Abásolo, s. f.) los tipos de rodamientos presentan las siguientes propiedades:

- **Rodamientos lineales:** Los rodamientos lineales son piezas económicas debido a sus reducidas dimensiones, tiene una larga duración de vida, también brindan una fricción mínima, alta precisión, elevadas velocidades de traslación. El diámetro de estos rodamientos se selecciona de acuerdo al diámetro de los ejes.
- **Rodamientos de bolas:** Tienen un campo de aplicación amplio. Son de sencillo diseño y no desmontables, adecuados para altas velocidades de funcionamiento, y además requieren poco mantenimiento.
- **Rodamientos de agujas:** Se caracterizan por tener los rodillos finos y largos en relación con su diámetro, por lo que se les denomina agujas. Tienen gran capacidad de carga y son especialmente útiles en montajes donde se dispone de un espacio radial limitado.

2.7.3 Criterios de selección guiado del mecanismo de transporte.

Los criterios que se evalúan para la selección del sistema de guiado son los siguientes:

- Carga dinámica
- Implementación
- Vida útil
- Precisión de recorrido
- Rigidez
- Velocidad
- Costo
- Mantenimiento

2.7.4 Selección de alternativas guiado del mecanismo de transporte.

Tabla 2.5

Selección de alternativas para el sistema de guiado.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Carga dinámica	3	3
Implementación	3	2
Vida útil	4	4
Precisión de recorrido	4	4
Rigidez	3	3
Velocidad	2	3
Costo	4	2
Mantenimiento	3	2
SUMA	26	23

De la Tabla 2.5 se puede concluir que la alternativa 2 (Sistema de Guiado por eje), es el que mejor se adapta a los requerimientos de diseño de una

máquina sembradora, puesto que el mecanismo de transporte de bandejas no exige de altas velocidades, ni de cargas demasiado pesadas. Es así que la utilización de sistemas de mayor robustez no sería justificable.

2.8 Subsistema C: generador de vacío.

Es el encargado de generar el vacío necesario para absorber, transportar y depositar las semillas en las cavidades de la bandeja, garantizando la integridad de la semilla y un alto porcentaje de captación durante el proceso de siembra.

2.8.1 Alternativas de diseño del subsistema C.

a. Alternativa 1: bomba de vacío.



Figura 2.11 Bomba de vacío Quincy.

Fuente: (Quiminet, 2011).

Según (Quiminet, 2011), el funcionamiento de una bomba de vacío está caracterizado por su velocidad de bombeo y la cantidad de gas evacuado por unidad de tiempo. Toda bomba de vacío tiene una presión mínima de entrada, que es la presión más baja que puede obtenerse, y también un límite superior a la salida o presión previa. Si la presión previa aumenta por encima de este valor, el bombeo cesa. En la Figura 2.11 se observa una bomba de vacío industrial con accionamiento AC de la marca Quincy.

Ventajas

- Alta eficiencia: Las bombas de vacío proporcionan alta eficiencia por su doble cámara, por lo que el desplazamiento se mantiene a vacíos muy elevados y es posible evacuar grandes cantidades de aire o gas en un corto tiempo.

- Larga vida: Por su simplicidad de diseño y construcción no hay contacto entre sus partes internas.
- Operación sencilla: Están libres de vibración, golpes y trabajan silenciosamente.

Desventajas

- Baja disponibilidad en el mercado nacional.
- Precio elevado.
- Alto consumo de energía.

b. Alternativa 2: generador de vacío con eyector.

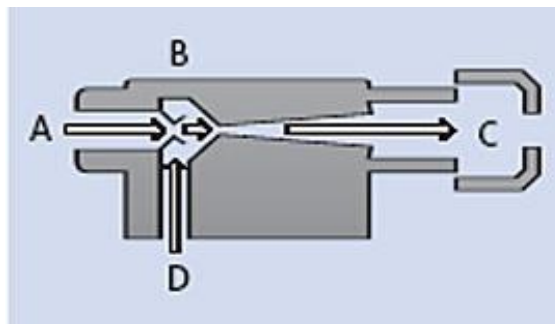


Figura 2.12 Diagrama de funcionamiento de un eyector neumático.

Fuente: (Schmalz, 2014).

Según (Schmalz, 2014), los eyectores son generadores de vacío puramente neumáticos que funcionan según el principio de Venturi. El aire comprimido entra a través de (A) en el eyector como se indica en la Figura 2.12 y fluye por la tobera (B), inmediatamente detrás de la tobera difusora se produce una depresión (vacío) que hace que el aire se vea aspirado a través de la conexión de vacío (D). El aire aspirado y el aire comprimido salen juntos a través del silenciador (C).

Ventajas:

- No tienen componentes en rotación, por lo que precisan poco mantenimiento y no sufren desgaste.
- Construcción compacta.
- Peso reducido.

- Rápido establecimiento del vacío.
- Se pueden montar en cualquier posición.
- Bajo costo.
- Disponible en el mercado nacional.

Desventajas:

- Flujo de caudal menor en comparación a una bomba de vacío.
- Requiere de una fuente de alimentación de aire comprimido externa.

2.8.2 Criterios de selección de subsistema C.

Los criterios para elegir la mejor alternativa para aspiración de semillas son los siguientes:

- Costo
- Peso
- Caudal
- Disponibilidad
- Mantenimiento

2.8.3 Selección de alternativas del subsistema C.

Tabla 2.6

Selección de alternativas del Subsistema C.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Costo	2	3
Peso	2	3
Caudal	4	3
Disponibilidad	2	4
Mantenimiento	3	4
SUMA	13	17

De la Tabla 2.6 se deduce que la alternativa 2 (Generador de vacío con eyector) es la opción indicada para el proceso de succión de semillas, debido principalmente a su disponibilidad en el mercado nacional, su costo asequible y su diseño compacto.

2.8.4 Electroválvulas.

Para complementar el sistema de succión de semillas, se requiere de un control de caudal automático con el objetivo de realizar el cierre y apertura del flujo de aire proveniente del aspirador.

Funcionamiento.

Las electroválvulas (Figura 2.13) son dispositivos que responden a pulsos eléctricos. Su principio de funcionamiento es la corriente que circula a través del solenoide con lo cual es posible abrir o cerrar la válvula controlando, de esta forma, el flujo de fluidos. Al circular corriente por solenoide genera un campo magnético que atrae el núcleo móvil y al finalizar el efecto del campo magnético, el núcleo vuelve a su posición, en la mayoría de los casos, por efecto de un resorte (Distritec, 2013).



Figura 2.13 Electroválvula neumática AirVac.

Fuente: (Industrial, 2014).

2.9 Subsistema D: oscilador.

Para garantizar el manejo de las pequeñas semillas se emplea un sistema de vibración esto ayuda a mantenerlas listas para ser succionadas por las boquillas de vacío. El cual debe estar ubicado adjunto al recipiente donde se almacena las semillas.

2.9.1 Alternativas de diseño del subsistema D.

El sistema de vibración debe ser compacto y de fácil accionamiento, por lo cual se analizarán dos alternativas que comparten estas características:

a. Alternativa 1: excéntrico motor DC.

El diseño de los vibradores rotativos se basa en una masa excéntrica que, al girar por la acción de un motor eléctrico, produce una vibración. La fuerza centrífuga es regulable en reposo, mediante la variación de la posición relativa de dichas masas (Tarnos, 2014).

Características:

- Funciona a altas revoluciones y bajo torque.
- Elevadas prestaciones electromecánicas a bajas temperaturas de funcionamiento.
- Fácil de implementar funcionan a 5 V de continua.
- Aseguran un flujo constante y uniforme de vibración.
- Disponibilidad y bajo costo de adquisición en el mercado nacional.

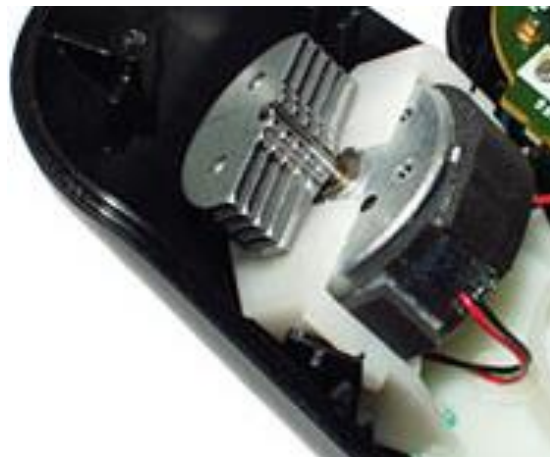


Figura 2.14 Motores vibradores para control de Playstation2.

Fuente: (Rutter, 2011).

En la Figura 2.14 se observan dos motores DC con excéntricas acopladas a sus ejes, estos motores son usados en los mandos de los juegos electrónicos de la consola Playstation.

b. Alternativa 2: vibradores neumáticos.

El vibrador neumático de bola (Figura 2.15) está equipado con un anillo de acero y una bola interior, sellado ajustadamente por tapas plásticas. La vibración se produce cuando la bola es empujada por el aire comprimido y la fuerza centrífuga se produce por la rotación de la bola dentro del cuerpo (Microautomacion, 2014).

Características:

- Aleación de aluminio especial, tamaño pequeño, bajo peso.
- El grado de protección le permite trabajar en ambientes húmedos o áreas polvorientas.
- Frecuencia y rango de vibración puede ser ajustada si es requerida.
- Gran durabilidad.



Figura 2.15 Vibrador neumático de bola.

Fuente: (Microautomacion, 2014).

2.9.2 Criterios de selección de subsistema D.

Para seleccionar la mejor alternativa del sistema de vibración, se procede a evaluar los siguientes factores:

- Implementación
- Costo
- Peso
- Disponibilidad

2.9.3 Selección de Alternativas del subsistema D.

Tabla 2.7

Selección de Alternativas del Subsistema D.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Implementación	3	2
Costo	3	1
Peso	4	3
Tamaño	3	3
SUMA	13	9

Como se puede observar en la tabla 2.7 se selecciona la alternativa 1 (Excéntrico Motor DC), al ser un sistema que emplea energía eléctrica simplifica su implementación y configuración además de ofrecer un bajo costo en la adquisición del equipo.

2.10 Subsistema E: actuadores eléctricos.

Se define un actuador como un dispositivo capaz de generar movimiento a partir de la transformación de energía hidráulica, neumática o eléctrica, con la finalidad de producir un efecto sobre un proceso automatizado; todo esto en función de las órdenes dadas por la unidad de control.

En máquinas herramientas de control numérico y en general en procesos que han alcanzado un cierto grado de automatización, se emplean 3 tipos de actuadores eléctricos/electrónicos: servomotores AC, servomotores DC y motores paso a paso (PaP).

2.10.1 Alternativas de diseño del subsistema E.

a. Alternativa 1: servomotores DC.

Es un dispositivo similar a un motor de corriente continua que tiene la capacidad de ubicarse en cualquier posición dentro de su rango de operación,

y mantenerse estable en dicha posición. Como se puede observar en la Figura 2.16 el sistema consta de un amplificador, el servo motor (propriadamente dicho), juego de piñones de reducción y un potenciómetro de realimentación.



Figura 2.16 Servomotor DC.

Fuente: (Barwad, 2014).

Ventajas:

- Elevada respuesta dinámica.
- Estabilidad de velocidad, maneja altas velocidades y gran aceleración.
- Gran precisión de posicionado.
- Bajo momento de inercia.
- Alta capacidad de sobre-par.
- Eficiencias del 80 al 90 %, desprenden menos calor, generan menos ruido.
- Mayores capacidades de torque.

Desventajas:

- Elevado costo.
- La conmutación depende de: la resolución del encoder o la capacidad de cálculo del controlador.
- Sus escobillas deben ser cambiadas cada 2000 horas de operación.
- No pueden mantenerse totalmente estables en una posición con aplicación de fuerzas.

- Propenso a daños mecánicos por sobre torques.

b. Alternativa 2: motores paso a paso.

Según lo explica (Chancusi & Navarrete, 2014) es un dispositivo electromecánico que convierte una serie de impulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos, capaz de mover un paso a la vez por cada pulso que se le aplique, este paso puede variar desde 90° hasta 1.8° . Así también tienen la capacidad de quedar enclavados en una posición o bien totalmente libres. Además permiten controlar tanto el sentido de giro como su velocidad. En la Figura 2.17 se muestra un motor PaP utilizados en mecanismos de automatización.

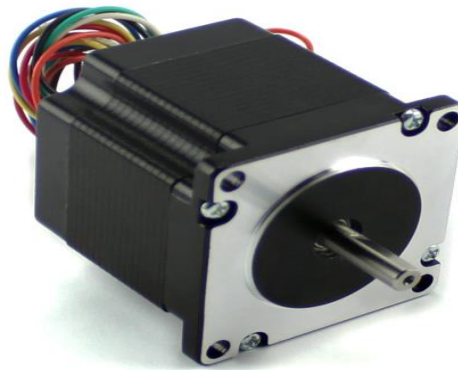


Figura 2.17 Motor paso a paso.

Fuente: (Automation, 2014).

Ventajas:

- Solución económica.
- Exactitud en la posición y repetición de movimientos. Los motores PAP tienen un error de 3 a 5% del paso y dicho error no es acumulativo de un paso a otro.
- Pueden quedar enclavadas sus bobinas para mantener una posición con el máximo torque.
- Excelente respuesta ante arranque, parada y reversa.
- Muy fiable dado que no existe contacto de escobillas en el motor.
- Pueden tener un gran rango de velocidades de rotación, dado que la misma es proporcional a la frecuencia de los pulsos de entrada.

Desventajas:

- Bajas Potencias.
- Resonancia a altas velocidades, genera ruido y vibraciones.
- Eficiencia aproximada del 70%.
- Velocidades bajas limitadas por la frecuencia de conmutación.
- Los motores a pasos poseen su mayor torque solo a bajas velocidades.

2.10.2 Criterios de selección del subsistema E.

Los criterios para elegir el actuador eléctrico que servirá para mover el sistema de eslabones en el mecanismo de siembra y adicionalmente el traslado de bandejas mediante el mecanismo de guiado por eje, son:

- Disponibilidad
- Resolución
- Velocidad
- Costo
- Mantenimiento
- Potencia

2.10.3 Selección de alternativas del subsistema E.**Tabla 2.8****Selección de Alternativas Subsistema E.**

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Disponibilidad	3	3
Resolución	3	2
Velocidad	4	4
Costo	2	4
Mantenimiento	3	4
Torque	3	4
SUMA	18	21

De la Tabla 2.8 luego de la evaluación de las características más relevantes, se despliega que la alternativa 2 (Motores PaP) es la opción recomendable para la construcción de la máquina sembradora de semillas en bandejas, si la velocidad está por debajo de 500 rpm, los motores por pasos son una buena elección porque producen un par más alto que el servomotor de tamaño equivalente. Además el sistema no requiere de una elevada resolución por lo que se puede trabajar desde 200 pasos por revolución.

2.10.4 Motorreductor.

Para maximizar la eficiencia del motor paso a paso se lo acopla a un motorreductor o caja reductora como se muestra en Figura 2.18, el cual consiste en un arreglo de engranajes rectos los cuales permiten entre otras las siguientes ventajas:

- Reducir la inercia reflejada.
- Entrega de alta resolución y elevado torque de salida.
- Aumento en la velocidad del motor que resulta en un movimiento más suave mientras se mantiene la velocidad de salida baja.

Por lo tanto, el tipo de engranaje es adecuado para el accionamiento de cargas inerciales grandes, así como eventos repetitivos de aceleración y frenado del sistema de traslado, que caracteriza a una máquina sembradora en bandejas.



Figura 2.18 Motor paso a paso con reductor.

Fuente: (Orientalmotor, Geared Stepper Motors with Spur Gear, 2015).

2.11 Subsistema F: sensores de posición.

Los sensores son dispositivos electrónicos con la capacidad de detectar la variación de una magnitud física tales como temperatura, iluminación, movimiento y presión; y de convertir el valor de ésta, en una señal eléctrica ya sea analógica o digital (Defaz & Vargas, 2013). Estos serán los encargados de controlar las posiciones iniciales y finales del porta-bandejas y del mecanismo de siembra.

2.11.1 Alternativas de diseño del subsistema F.

Para la selección del tipo de sensor que mejor se adapte a las características operacionales de la máquina sembradora de bandejas, se debe considerar el ambiente de trabajo.

a. Alternativa 1: sensor capacitivo.

La función del detector capacitivo consiste en señalar un cambio de estado, basado en la variación del estímulo de un campo eléctrico. Los sensores capacitivos detectan objetos metálicos, o no metálicos, midiendo el cambio en la capacitancia, la cual depende de la constante dieléctrica del material a detectar, su masa, tamaño, y distancia hasta la superficie sensible del detector (Defaz & Vargas, 2013). En la Figura 2.19 se muestra la configuración de un sensor capacitivo de uso comercial en aplicaciones de automatización. La señal de salida debe ser acondicionada para que pueda ser analizada por el controlador.

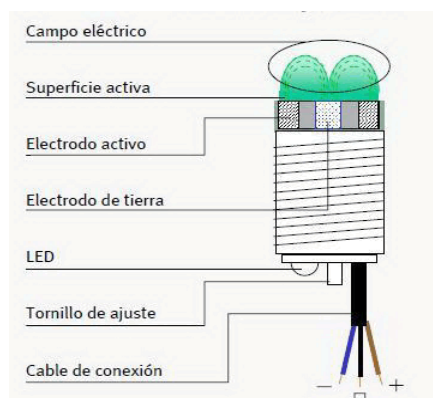


Figura 2.19 Elementos de un sensor capacitivo.

Fuente: (Dacs, Sensor capacitivo, 2013).

b. Alternativa 2: sensor infrarrojo.

Según (Defaz & Vargas, 2013) el receptor de rayos infrarrojos suele ser un fototransistor o un fotodiodo. El circuito de salida utiliza la señal del receptor para amplificarla y adaptarla a una salida que el sistema pueda entender. La señal enviada por el emisor puede ser codificada para distinguirla de otra y así identificar varios sensores que operan en conjunto. En la Figura 2.20 se muestra un diagrama de funcionamiento de este tipo de sensores, el material debe atravesar el campo de visión del sensor para que pueda ser detectado. Son muy utilizados en la robótica en casos en que se necesita tener más de un emisor infrarrojo y solo se quiera tener un receptor.

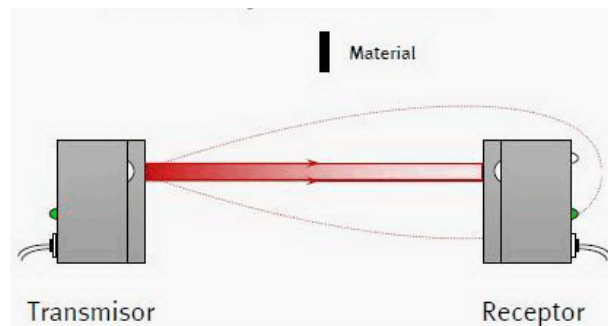


Figura 2.20 Partes de un sensor infrarrojo.

Fuente: (Dacs, Sensor infrarrojo, 2013).

c. Alternativa 3: sensor final de carrera.

El final de carrera o sensor de contacto (también conocido como "interruptor de límite") o limit switch, son dispositivos eléctricos, neumáticos o mecánicos situados al final del recorrido de un elemento móvil, como por ejemplo una cinta transportadora, con el objetivo de enviar señales que puedan modificar el estado de un circuito. Internamente pueden contener interruptores normalmente abiertos (NA), cerrados (NC) o conmutadores dependiendo de la operación que cumplan al ser accionados (Defaz & Vargas, 2013).

Generalmente estos sensores están compuestos por dos cuerpos: un cuerpo donde se encuentran los contactos y una cabeza que detecta el movimiento. En la Figura 2.21 se detalla los elementos que conforman la mecánica de un sensor final de carrera.

Su uso es muy diverso, empleándose, en general, en todas las máquinas que tengan un movimiento rectilíneo de ida y vuelta o sigan una trayectoria fija, es decir, aquellas que realicen una carrera o recorrido fijo, como por ejemplo ascensores, montacargas, robots, etc.

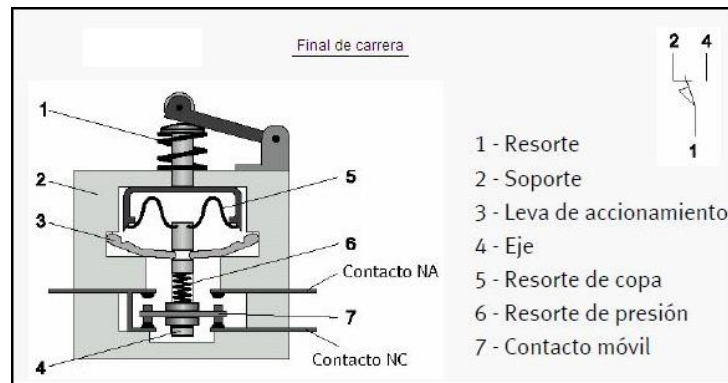


Figura 2.21 Partes de un sensor final de carrera.

Fuente: (Dacs, Sensor fin de carrera, 2013).

2.11.2 Selección de alternativas del subsistema F.

Los sensores se ubicaran en sitios estratégicos de la máquina, como son: el punto de carga y descarga de bandejas, recorrido de la bandeja y en el mecanismo de siembra. Por lo tanto los sensores deben ser eficientes y fáciles de montar, así como, de rápido acondicionamiento. Se ha procedido a elegir los sensores finales de carrera por su disponibilidad en el mercado nacional y su bajo costo.

2.12 Subsistema G: electrónica y control.

Este subsistema está integrado por los elementos electrónicos que permiten mediante la interacción entre sí, el funcionamiento de la máquina sembradora de semillas. El control se lo realizará empleando una tarjeta de plataforma libre, basada en una placa con un microcontrolador y un entorno de desarrollo.

Estas tarjetas electrónicas actualmente se comercializan a nivel nacional y poseen un bajo costo así como una amplia gama de prestaciones, lo que las convierte en el dispositivo de control ideal para la realización del presente proyecto.

2.12.1 Alternativas de diseño del subsistema G.

a. Alternativa 1: tarjeta Arduino Mega 2560.

La placa Arduino Mega es entre la gama de tarjetas que ofrece la empresa Arduino probablemente el microcontrolador más capaz de la familia. Posee 54 pines digitales que funcionan como entrada/salida; 16 entradas análogas, un cristal oscilador de 16 MHz, una conexión USB, un botón de reset y una entrada para la alimentación de la placa.

En la Figura 2.22 se observa la vista superior de la placa Arduino Mega 2560, de dimensiones reducidas lo que facilita su ubicación al momento de la implementación del diseño.

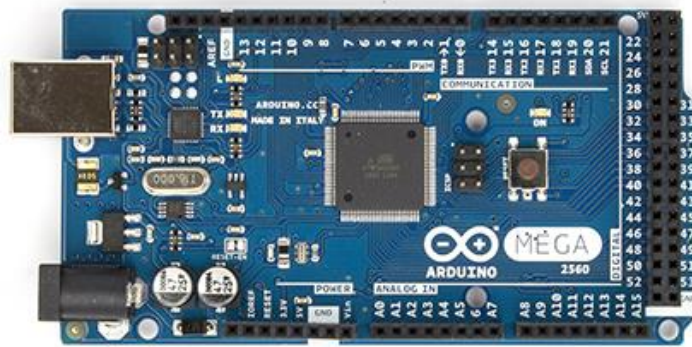


Figura 2.22 Tarjeta Arduino Mega 2560.

Fuente: (Arduino, Arduino Mega 2560, 2014).

Arduino puede tomar información del entorno a través de sus entradas analógicas y digitales, puede controlar luces, motores y otros actuadores. El microcontrolador en la placa Arduino se programa mediante el lenguaje de programación Arduino (basado en Wiring) y el entorno de desarrollo Arduino (basado en Processing). Los proyectos hechos con Arduino pueden ejecutarse sin necesidad de conectar a un computador (Arduino, Arduino Mega 2560, 2014).

En la Tabla 2.9 se resumen las principales características y especificaciones sobre la placa Arduino Mega, resaltando el número de puertos de entrada/salida que dispone, los cuales permiten que el diseño pueda seguir creciendo según las necesidades del usuario.

Tabla 2.9

Características tarjeta Arduino Mega 2560.

Especificaciones:	
Microcontrolador	Atmega2560
Tensión de funcionamiento	5 V
Voltaje de entrada (recomendado)	7-12 V
Voltaje de entrada (límites)	6-20 V
Pines Digitales E/S	54 (15 salidas PWM)
Pines de entrada analógica	16
Corriente DC Pines de E/S	40 mA
Corriente DC Pin de 3.3 V	50 mA
Memoria Flash	256 KB de los cuales 8 KB utiliza el gestor de arranque
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Velocidad del reloj	16 MHz

Fuente: (Arduino, Arduino Mega 2560, 2014).

b. Alternativa 2: tarjeta Intel Galileo.

La placa electrónica Intel Galileo (Figura 2.23) está basada en el procesador “Intel iQuark SoC X1000” que funciona a 400 MHz y es realmente una CPU de bajo consumo de 32 bits con arquitectura similar a la de los primeros Pentium. Trabaja con 3.3V o 5V. El voltaje del núcleo de Galileo es 3.3V. Sin embargo, un “jumper” en la tarjeta permite traducir los voltajes a 5V en los pines de entrada/salida (Arduino, Intel Galileo, 2014).

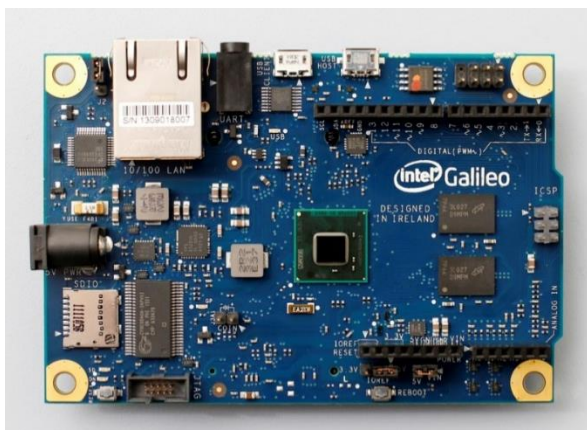


Figura 2.23 Tarjeta Intel Galileo.

Fuente: (Arduino, Intel Galileo, 2014).

En la Tabla 2.10 se resumen las principales características y especificaciones sobre la placa Intel Galileo, resaltando su procesador Pentium de 400 MHz.

Tabla 2.10

Características tarjeta Intel Galileo.

Especificaciones:	
Procesador	Intel iQuark SoC X1000, Pentium de 400 Mhz.
Memoria	16 KB de memoria caché
Tensión de funcionamiento	5 V
Voltaje de entrada (recomendado)	5 V
Voltaje de entrada (límites)	6-20 V
Pines Digitales E/S	14 (de las cuales 6 proporcionan salida PWM)
Pines de entrada analógica	6
Total Corriente de salida DC	80 mA
Corriente DC Pin de 3.3 V	800 mA
Corriente DC Pin de 5V	800 mA

Fuente: (Arduino, Intel Galileo, 2014).

2.12.2 Criterios de selección del subsistema G.

La tarjeta electrónica será la encargada de gestionar los procesos de control que tengan lugar durante la siembra de semillas en bandejas, desde el control de actuadores eléctricos (motores PaP), generador de vacío, sensores de posición e indicadores de estado. Los criterios que se analizaran son los siguientes:

- Procesador
- Memoria
- Control de motores PaP
- Pines de entrada/salida digitales
- Costo

2.12.3 Selección de alternativas del subsistema G.

Tabla 2.11

Selección de alternativas del Subsistema G.

CRITERIO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Procesador	3	4
Memoria	2	3
Control de motores PaP	4	3
Pines de E/S digitales	3	2
Costo	3	2
SUMA	15	14

De la tabla 2.11 se puede deducir que la alternativa 1, placa electrónica Arduino ATmega, es la opción indicada para el sistema de control de procesos en la máquina sembradora de semillas, al ser una alternativa de bajo costo, plataforma libre y gratuita para su desarrollo y programación.

2.12.4 Driver para motores PaP.

Para el adecuado suministro de energía a los bobinados del motor paso a paso, dirección de giro, corriente para mantenimiento de torque y demás funciones necesarias para control este tipo de motores, se usara un driver de la empresa Oriental Motor, el cual viene en conjunto con sus motores paso a paso, para garantizar armonía en la operación de sus equipos. En la Figura 2.24 se muestra el diagrama con las partes que conforman el microstep driver de la marca Oriental Motor y en la Tabla 2.12 se detallan las funciones de cada elemento que conforma el driver.

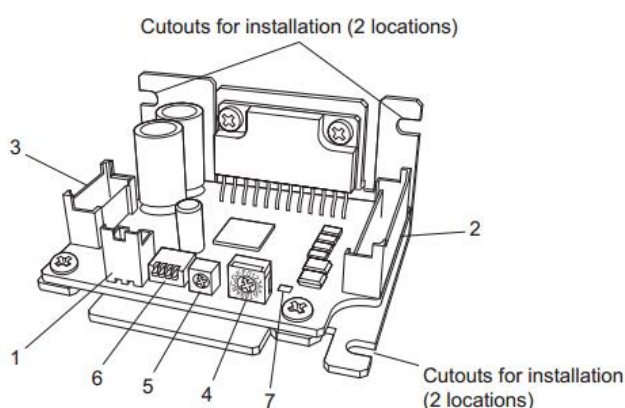


Figura 2.24 Microstep driver CMD2120P.

Fuente: (Orientalmotor, CMK Series Stepper Motors, 2015).

Tabla 2.12

Especificaciones microstep driver CMD2120P.

No.	NOMBRE
1	Conector de alimentación.
2	Conector de señales de Entrada/Salida.
3	Conector de cables bobinados del motor.
4	Interruptor de ajuste de la corriente de funcionamiento del motor.
5	Potenciómetro para controlar la corriente de parada del motor
6	Interruptor de ajuste del modo de entrada de pulsos
7	Luz led indicadora de poder.

Fuente: (Orientalmotor, CMK Series Stepper Motors, 2015).

CAPÍTULO III

3. DISEÑO MECATRÓNICO DE LA MÁQUINA.

3.1 Diseño mecánico.

Según (Mott, 2006, pág. 11), el diseño mecánico es un proceso que involucra: el trazado y diseño asistido por computadora, propiedad de los materiales, análisis de esfuerzos, mecanismos, tecnologías de fabricación, pruebas de funcionamiento, entre otros. Todo esto en un marco que garantice el desempeño eficiente, costos, seguridad y duración del producto.

Para diseñar y seleccionar las distintas piezas, uniones y accesorios que integran la máquina sembradora se considera la funcionalidad de cada elemento, enfocándose en utilizar materiales, herramientas y equipos comercialmente disponibles en el mercado nacional.

3.2 Parámetros de diseño mecánico.

3.2.1 Mecanismo de siembra.

El mecanismo de siembra es el encargado de realizar la colocación de la semilla en los orificios de la bandeja, así como también el punzonado del sustrato. En el capítulo anterior se seleccionó la alternativa del sistema de siembra por boquillas (Sección 2.4.3) como la opción adecuada para la máquina sembradora.

a. Conjunto de siembra.

Se compone de dos elementos:

- Tubo de vacío con boquillas de dosificación.
- Barra de punzonado.

a.1 Tubo de dosificación.

Tanto el tubo como las boquillas de dosificación deben ser livianos y resistentes, por lo cual el aluminio es la mejor opción para su mecanización.

En la Tabla 3.1 se presenta un resumen de los parámetros de diseño a tener en cuenta al momento de su desarrollo y construcción.

Tabla 3.1

Parámetros de diseño tubo de dosificación.

	Descripción
Material	Aluminio extruido 6063-T4
Geometría	Tubo cuadrado
Dimensiones	26 mm por cada lado
Espesor de pared	2 mm y 8 mm
Longitud del tubo	274 mm
Acople/Conexión	Racor rápido de 6 mm
Número de boquillas	11
Longitud de la boquilla	30 mm
Distancia entre boquillas	24.7 mm
Diámetro orificio dosificación	2 mm

a.2 Barra de punzonado.

Como parámetros de diseño principales se establece: resistencia a esfuerzos de compresión y baja densidad del material de construcción, por lo cual se utilizará Aluminio 6061-T4 para su construcción. En la Tabla 3.2 se detallan las características principales de la barra de punzonado.

Tabla 3.2

Parámetros de diseño barra de punzonado.

	Descripción
Geometría	Prisma rectangular sólido
Longitud	274 mm
Número de punzones	11

CONTINUA 

Longitud del punzón	15 mm
Distancia entre punzones	24.7 mm
Diámetro del punzón	10.4 mm

b. Acoplamiento mecánico.

El mecanismo de articulación para el conjunto de siembra, según lo seleccionado en la Sección 2.4.4, es un mecanismo de cuatro barras modificado, el cual es ampliamente utilizado en equipos de producción industrial. Para su diseño se debe tomar en cuenta parámetros como: peso de los eslabones, longitud de centro a centro, equilibrio de fuerzas en el estado de reposo, esfuerzos de flexión y torsión, este último ejercido por el actuador eléctrico.

El mecanismo de siembra tiene la particularidad de ser simétrico, por lo cual se necesita construir dos piezas por cada diseño. Los eslabones se etiquetarán de acuerdo a la función que realizan dentro del mecanismo y con longitudes que garanticen el cumplimiento del postulado de Grashof (Sección 2.4.4), como se detallan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3

Parámetros de diseño acoplamiento mecánico.

	Longitud
Eslabón fijo (s)	107 mm
Eslabón de entrada (L)	140 mm
Eslabón seguidor (p)	140 mm
Eslabón acoplador (q)	100 mm

Para la construcción de los eslabones fijos y el eje cilíndrico que se acoplará a los eslabones de entrada, se selecciona el acero AISI 1018 estirado en frío ($S_y=370$ MPa) (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 1020), para garantizar que los componentes tenga una duración prolongada y resistencia al

desgaste, debido a que estará sometido a esfuerzos de flexión y torsión. En la fabricación de los eslabones seguidores y acopladores, se selecciona como material el aluminio aleado 6061-T4 ($S_y=145$ MPa) (Mott, 2006, pág. A15), por sus excelentes propiedades como resistencia a la rotura, baja porosidad y facilidad para ser mecanizado. Con lo cual las piezas son más ligeras, disminuyendo así la inercia del mecanismo de siembra.

c. Almacenador de semillas.

El contenedor de semillas debe tener en su diseño una configuración que permita un fácil acceso de las boquillas de dosificación hacia las semillas en su interior, removible por el operador en caso de que se utilicen otros tipos de semillas. Estructura ligera pero resistente y anticorrosiva por la cual se utilizará aluminio extruido 6063-T4, estas características permitirán que el oscilador (motor-vibrador) pueda elevar las semillas para su recolección. Las dimensiones del componente se detallan en el ANEXO D-21.

3.2.2 Sistema de transporte.

Uno de los requerimientos de la máquina sembradora es transportar la bandeja de germinación rellena de sustrato desde el punto de carga hasta el mecanismo de siembra y de regreso al punto de partida. Las dimensiones y pesos se detallan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4

Parámetros de diseño del sistema de transporte.

	Especificaciones
Dimensiones bandeja	550 x 281 mm
Distancia entre centros	2,48 mm
Peso de la bandeja vacía	1 kg
Peso de la bandeja con sustrato	2,1 kg
Tipo de movimiento	Lineal, sobre el eje x
Velocidad	20 mm/s

3.2.3 Estructura de soporte.

El bastidor tiene como función soportar las cargas facilitando la colocación de los elementos mecánicos, neumáticos y eléctricos que componen la máquina. Para su construcción se opta por un perfil angular de acero ASTM A36 ($S_y=250$ MPa) (Mott, 2006, págs. A-13), por sus características como: rigidez, soldabilidad, disponibilidad en una variedad de dimensiones y bajo costo. La estructura de soporte debe cumplir además parámetros de robustez y estabilidad; dimensiones que faciliten la movilización y colocación de la máquina sembradora hacia y en lugar de operación dentro de la plantación. Protección contra la oxidación.

3.3 Diseño mecánico de la máquina sembradora de semillas.

3.3.1 Diseño y análisis de esfuerzos en el conjunto de siembra.

a. Diseño y análisis de esfuerzos: tubo de dosificación.

Su función es contener el aire que circula a menor presión que la atmosférica, desde el generador de vacío hacia las boquillas de succión que recogen y trasladan las semillas. En la Figura 3.1 se observa el modelo obtenido del tubo de dosificación usando el software SolidWorks.

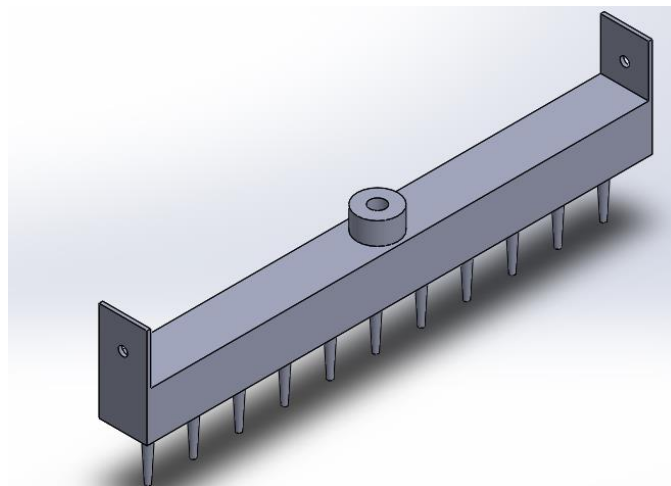


Figura 3.1 Tubo y boquillas de dosificación.

La presión máxima que se ejerce sobre las paredes del recipiente es de 600 KPa (Sección 3.4.2), las cuales tienen un espesor de 2 mm y un área de

676 mm² en las tapas planas de los costados. Las paredes entonces soportan una fuerza de compresión debido a la acción del generador de vacío, esta fuerza se calcula mediante la Ec. 3.1 (Mott, 2006, pág. 90).

$$F = \sigma * A \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde,

F : Fuerza de tracción/compresión [N].

σ : Esfuerzo normal [MPa].

A : Área de la sección transversal [mm²].

Entonces la fuerza de compresión será:

$$F = 0.6 \text{ MPa} * 676 \text{ mm}^2$$

$$F = 405,6 \text{ N}$$

Por otra parte el esfuerzo normal de diseño se obtiene mediante la Ec. 3.2 (Mott, 2006, pág. 188).

$$\sigma_D = \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. 3.2}$$

En donde,

σ_D : Esfuerzo de diseño [MPa].

S_y : Límite de fluencia [MPa].

N : Factor de seguridad.

Para la construcción del recipiente se utilizará Aluminio extruido 6063-T4 ($S_y=90$ MPa) (Mott, 2006, págs. A-15), y factor de seguridad (Mott, 2006, pág. 185) de 2. Con los datos recopilados se calcula el esfuerzo de diseño.

$$\sigma_D = \frac{90 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_D = 45 \text{ MPa}$$

Con este valor y el área de la sección transversal se calcula la fuerza de diseño que puede soportar el recipiente a presión, utilizando la Ec. 3.1.

$$F = 45 \text{ MPa} * 676 \text{ mm}^2$$

$$F = 30,42 \text{ kN}$$

Al comparar la fuerza de compresión y el dato de la fuerza de diseño se determina que el recipiente soporta ampliamente la presión ejercida por el generador de vacío.

$$F < F_D$$

$$405,6 \text{ N} < 30,42 \text{ kN}$$

b. Diseño y análisis de esfuerzos: barra de punzonado.

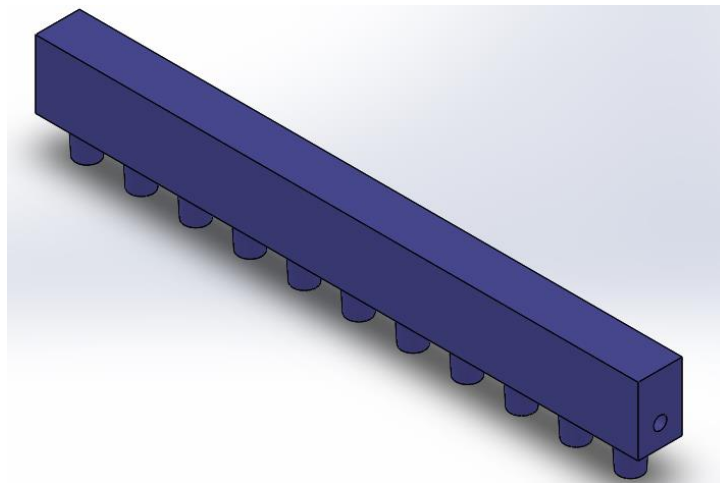


Figura 3.2 Barra de punzonado.

Su diseño en forma de prisma rectangular permite una mejor distribución de las puntas cilíndricas que realizan el aplanado del sustrato, en la Figura 3.2 se observa el modelo obtenido para la barra de punzonado usando el software SolidWorks.

Cada saliente tiene un área de $445,56 \text{ mm}^2$. Por datos experimentales se calculó que la presión requerida para presionar el sustrato es de 50 KPa,

entonces la fuerzas normales que actúan sobre la barra de punzonado se obtiene mediante la Ec. 3.1.

$$F = 0,05 \text{ MPa} * 445,56 \text{ mm}^2$$

$$F = 22,28 \text{ N}$$

Para el análisis de la barra de punzonado se considera la fuerza de 22,28 N resultante de la presión ejercida en el sustrato por cada punta. En base a esto se realiza el cálculo del espesor adecuado considerando a la barra de punzonado como una viga con dos apoyos simples en sus extremos (Figura 3.3). A continuación en la Figura 3.4 y Figura 3.5 se muestran los diagramas con las fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, resultantes de la aplicación la carga de 22,28 N a lo largo de la barra de punzonado.

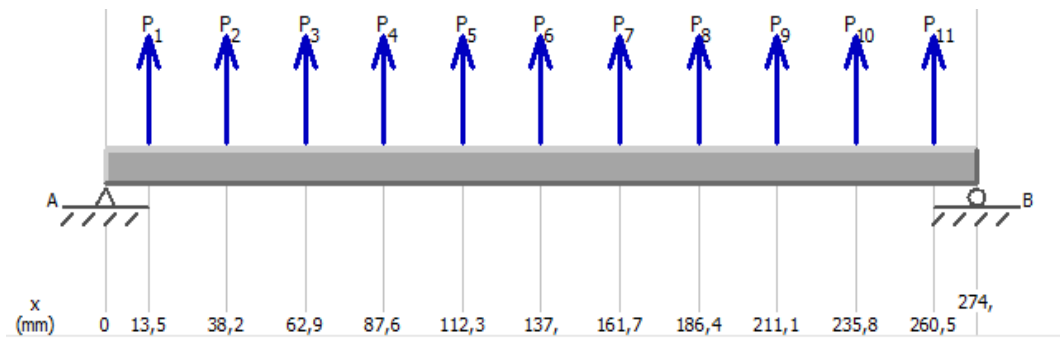


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre de la barra de punzonado.

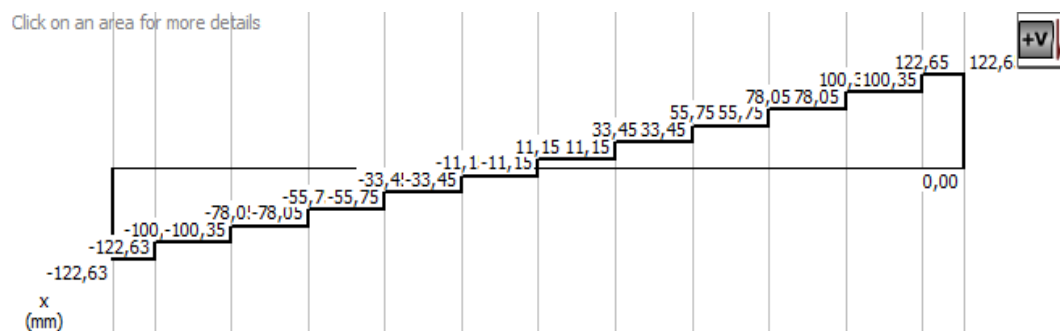


Figura 3.4 Diagrama de fuerzas cortantes en la barra de punzonado.

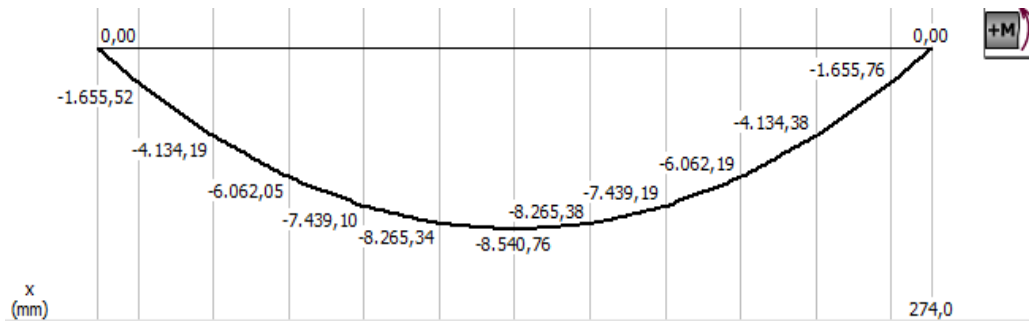


Figura 3.5 Diagrama de momentos flectores en la barra de punzonado.

Como se puede observar en la Figura 3.5 el momento crítico es de 8.540,76 N-mm, para el diseño y construcción se usa aluminio aleado 6061-T4 ($S_y = 140 \text{ MPa}$) y se establece un factor de seguridad 3 (Mott, 2006, pág. 185), debido a que las cargas no son constante y pueden variar dependiendo la calidad del sustrato. Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

El esfuerzo de diseño resultante es:

$$\sigma_D = \frac{140 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_D = 46.67 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por flexión se calcula mediante la Ec. 3.3 (Mott, 2006, pág. 105):

$$\sigma_F = \frac{M_{max}}{S} \quad \text{Ec. 3.3}$$

En donde,

S : Módulo de sección [mm].

M_{max} : Momento flector máximo [N-mm].

Por otra parte el módulo de sección para una pieza de forma geométrica rectangular, se calcula mediante la Ec. 3.4 (Mott, 2006, págs. A-1).

$$S_x = \frac{bh^2}{6} \quad \text{Ec. 3.4}$$

En la Figura 3.6 se observa la sección transversal que corresponde a la barra de punzonado, la base se indica con la letra “b” y la altura con “h”.

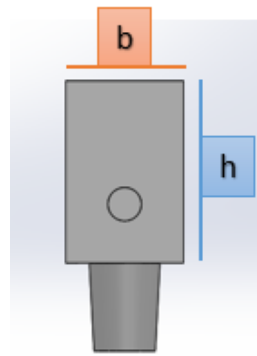


Figura 3.6 Sección transversal de la barra de punzonado.

Con el valor obtenido del esfuerzo de diseño se procede al cálculo de la altura de la barra de punzonado el cual corresponde a la altura de la sección rectangular (véase Figura 3.6) mediante la Ec. 3.5 la cual se obtuvo del despeje de las ecuaciones de módulo de sección (Ec. 3.4) y del esfuerzo normal por flexión (Ec. 3.3).

$$h = \sqrt{\frac{6 * M_{max}}{b * \sigma_D}} \quad \text{Ec. 3.5}$$

En donde,

h: Altura de la sección trasversal [mm].

M_{max} : Momento flector máximo [N-mm].

b: Base de la sección [mm].

El resultado del cálculo de la altura es:

$$h = \sqrt{\frac{6 * 8540,76 \text{ N}\cdot\text{mm}\cdot\text{mm}^2}{20\text{ mm} * 46.67 \text{ N}}}$$

$$h = 7,41 \text{ mm}$$

Considerando el resultado anterior se selecciona un espesor de 8 mm. Para comprobar este resultado se realizará el cálculo del factor de seguridad

en base al espesor seleccionado. Para calcular el módulo de sección de un rectángulo se emplea la Ec. 3.4.

El módulo de sección resultante es:

$$S_x = \frac{20 \text{ mm} * (8 \text{ mm})^2}{6}$$

$$S_x = 213,33 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo al que estará sometido la barra de punzonado se obtiene de la Ec. 3.3 de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{8540,76 \text{ N.mm}}{213,33 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 40,03 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$N = \frac{140 \text{ MPa}}{40,03 \text{ MPa}}$$

$$N = 3,49$$

Con un factor de seguridad de 3,49 se establece un espesor de la barra de punzonado sobredimensionado. Para comprobar el diseño se emplea el software SolidWorks 2014, mediante el cual se puede observar en una escala de colores el factor de seguridad de cada elemento de la barra de punzonado, como se muestra en Figura 3.7.

De acuerdo a los resultados detallados en la Figura 3.7 el factor de seguridad mínimo es de 3,3 lo que corrobora que el diseño está sobredimensionado. Por motivos de construcción debido a que la pieza debe ser taladrada en su sección rectangular para ser ubicada dentro del ensamblaje de siembra, se selecciona un espesor de 28 mm; lo cual no afecta al diseño y garantiza un mejor desempeño de la barra de punzonado.

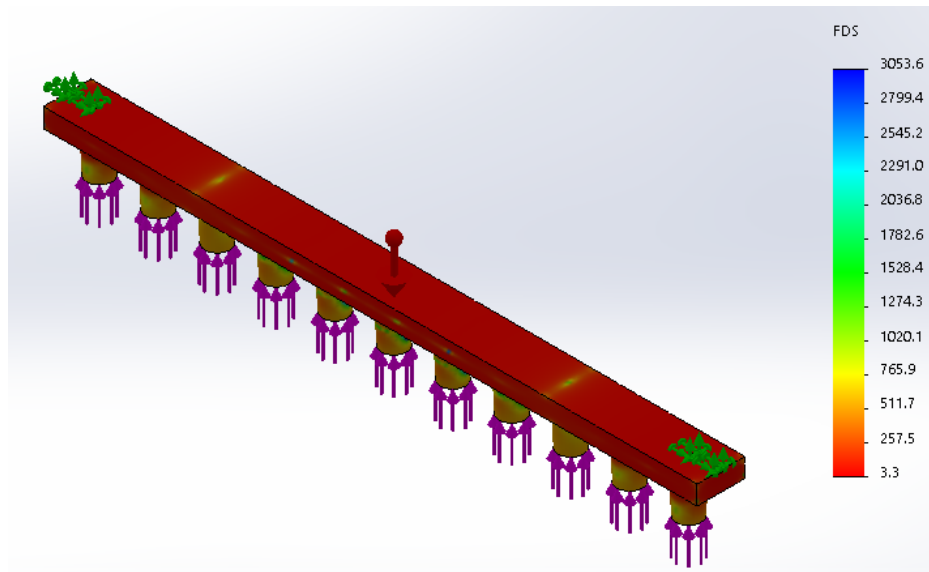


Figura 3.7 Factor de seguridad para la barra de punzonado.

3.3.2 Diseño y análisis de esfuerzos en el mecanismo de siembra.

a. Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón de entrada (L).

Su diseño se basa en un eje rígido sobre el cual se colocan los eslabones de entrada que en conjunto con el eje alcanzan una longitud de 140 mm como se aprecia en la Figura 3.8. Los extremos del eje van montados sobre bocines de bronce que se encuentra insertados en los pilares o eslabones fijos. La función del eje es transmitir la potencia desde el actuador eléctrico hacia los siguientes eslabones. Las dimensiones específicas del diseño son detalladas en el ANEXO D-10.

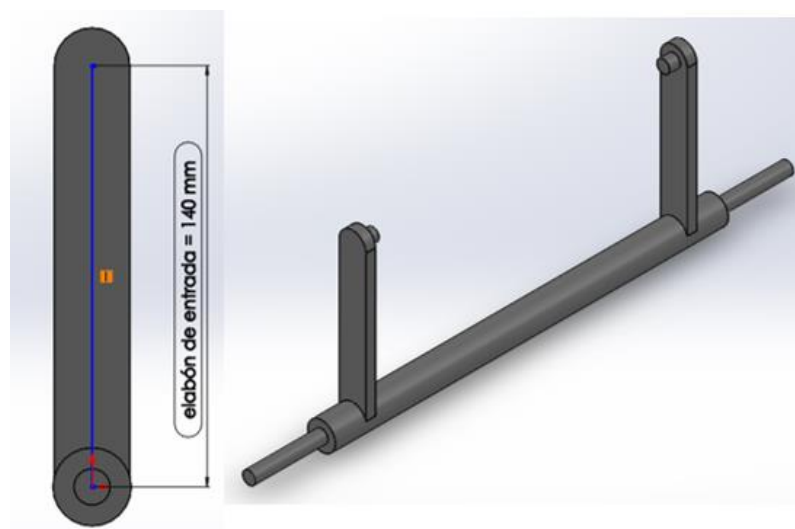


Figura 3.8 Eslabón de entrada.

El eje cilíndrico está sometido a esfuerzos combinados, primero los momentos flectores producen esfuerzos máximos en los puntos más alejados del eje neutro, y segundo los pares de torsión producen esfuerzos máximos en la superficie del cilindro. El análisis se hace según la teoría de la energía de distorsión o teoría de von Mises-Hencky, que se expresa en la Ec. 3.6 (Vanegas Useche, 2011, pág. 39).

$$\left(\frac{S}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}}\right)^2 = \left(\frac{1}{N}\right)^2 \quad \text{Ec. 3.6}$$

Donde,

S_y : Resistencia a la fluencia del material [MPa].

N: Factor de seguridad.

S: Sumatoria de esfuerzo axial y esfuerzo por flexión [MPa].

S_s : Esfuerzo cortante por torsión [MPa].

S_{ys} : Según la teoría de von Mises-Henck igual a $0,577S_y$

Para el análisis de los esfuerzos por flexión se requiere del peso del conjunto de siembra que se reparte por igual entre cada eslabón de entrada; los pesos son obtenidos con ayuda del software SolidWorks.

Tabla 3.5

Piezas del conjunto de siembra.

	Cantidad	Masa cada/pieza (m)	Peso total (m*g)
Barra de punzonado	1	457 gr	4,48 N
Tubo de vacío	1	265 gr	2,58 N
Eslabones auxiliares	2	296 gr	5,81 N
Eslabones acopladores	2	74 gr	1,45 N
Sumatoria			14,32 N

De la Tabla 3.5 se obtiene la carga total 14,32 N la cual se divide en dos cargas de 7.5 N ubicadas a 30 mm y 338 mm a lo largo del eje cilíndrico como se observa en la Figura 3.9. Adicionalmente existe una tercera fuerza de 26 N que se origina por efecto de la carga del contrapeso de equilibrio la cual se ubica a 184 mm; estas tres fuerzas originan momentos flectores en la periferia del eje cilíndrico.

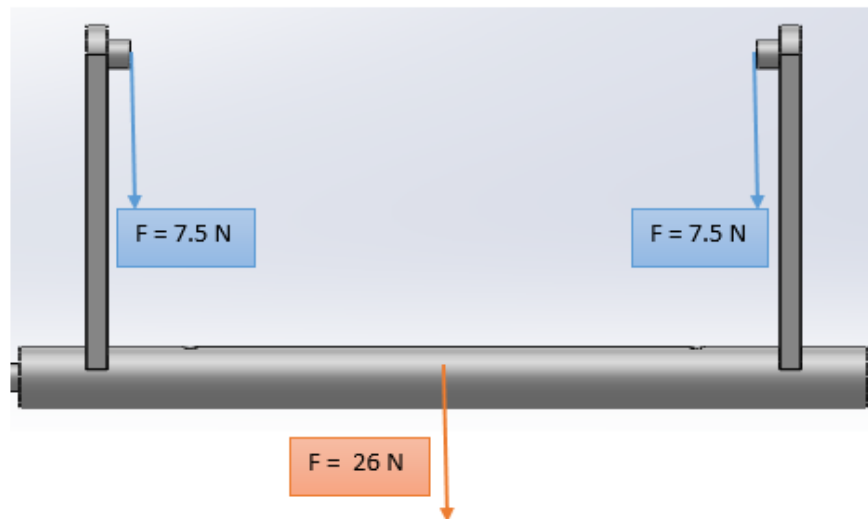


Figura 3.9 Distribución de pesos en el conjunto de siembra.

Para el análisis estático se considera al eje como una viga con apoyos simples en cada extremo como se detalla en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.10. A continuación en la Figura 3.11 y Figura 3.12 se pueden observar las fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, a las que está sometido el eje cilíndrico por efecto de la cargas.

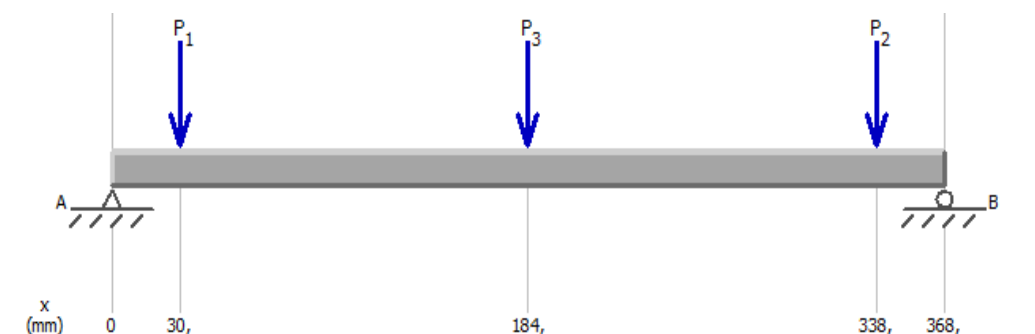


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre en el eje cilíndrico.

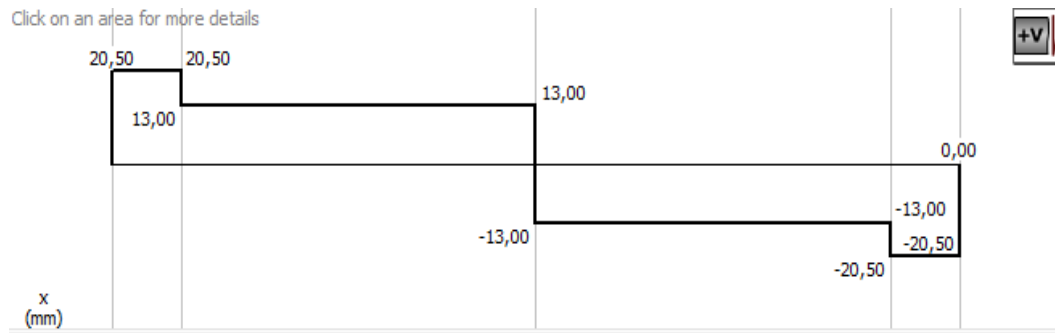


Figura 3.11 Diagrama de fuerzas cortantes en el eje cilíndrico.

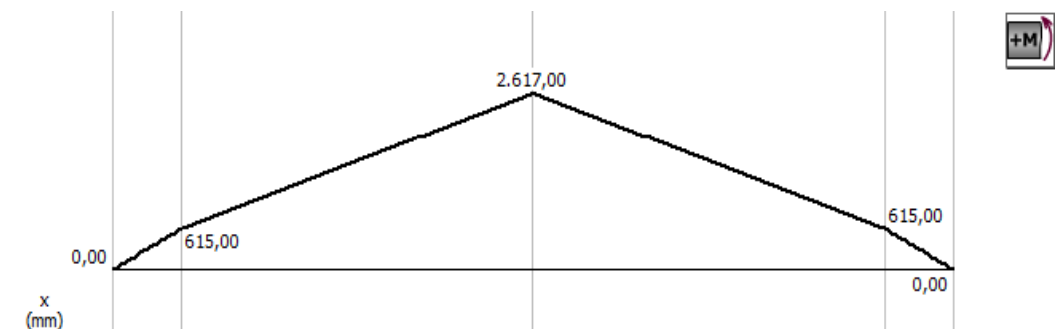


Figura 3.12 Diagrama de momentos flectores en el eje cilíndrico.

Como lo muestra la Figura 3.12 se establece que el momento crítico es de 2.617 N-mm. Por otra parte, para calcular el módulo de sección circular maciza se emplea la Ec. 3.7 (Mott, 2006, pág. A1).

$$S_x = \frac{\pi * d^3}{32} \quad \text{Ec. 3.7}$$

Reemplazando los valores del momento crítico y el módulo de sección circular (Ec. 3.7) del eje de entrada en la Ec. 3.3 se obtiene el esfuerzo por flexión en función del diámetro del eje cilíndrico.

$$\sigma_F = \frac{2.617 \text{ N.mm}}{\frac{\pi * d^3}{32}}$$

$$\sigma_F = \frac{83.744 \text{ N.mm}}{\pi * d^3}$$

Luego se realiza el análisis del esfuerzo cortante por torsión en el eje cilíndrico que se calcula mediante la Ec. 3.8 (Mott, 2006, pág. 95).

$$\tau = \frac{T * \rho}{J} \quad \text{Ec. 3.8}$$

En donde,

τ : Esfuerzo cortante por torsión [MPa].

T : Momento de torsión máximo [N-mm].

J : Momento polar de inercia [mm⁴].

ρ : Distancia al centro o fibra de análisis [mm].

Por otra parte el momento polar de inercia de una forma circular maciza, se calcula mediante la Ec. 3.9 (Mott, 2006, págs. A-1)

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad \text{Ec. 3.9}$$

Reemplazando los datos del torque máximo que ejerce el motor: 4.000 N-mm, y el momento polar de inercia del eje en la Ec. 3.8 se obtiene el esfuerzo cortante por torsión en función del diámetro.

$$\tau = \frac{4.000 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{32}}$$

$$\tau = \frac{64.000}{\pi * d^3}$$

El estado de esfuerzo de los puntos críticos es biaxial con un esfuerzo cortante por torsión y un esfuerzo normal por flexión; por lo tanto, puede aplicarse la Ec. 3.6 y reemplazar los valores correspondientes al esfuerzo por flexión y al esfuerzo cortante por torsión. El material seleccionado para su construcción es acero AISI 1018 ($S_y=370$ MPa), y un factor de seguridad de 3 (Mott, 2006, pág. 185).

$$\left(\frac{83.744}{370 * \pi * d^3} \right)^2 + \left(\frac{64.000}{0,577(370) * \pi * d^3} \right)^2 = \left(\frac{1}{3} \right)^2$$

$$5190,44 * d^{-6} + 9105,52 * d^{-6} = \frac{1}{9}$$

De donde se obtiene el diámetro del eje:

$$d = 7,11 \text{ mm}$$

Por el resultado se establece un diámetro de 8 mm. Para comprobar el diseño se realiza el cálculo de los esfuerzos generados, en base al diámetro especificado anteriormente, reemplazando en la Ec. 3.7 y Ec. 3.9.

El esfuerzo normal por flexión que estará sometido el eje cilíndrico será:

$$\sigma_F = \frac{83.744 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi * (8 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma_F = 52,06 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante por torsión que estará sometido el eje cilíndrico será:

$$\tau = \frac{64.000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi * (8 \text{ mm})^3}$$

$$\tau = 39,78 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.6 se obtiene:

$$\left(\frac{52,06 \text{ MPa}}{370 \text{ MPa}} \right)^2 + \left(\frac{39,78 \text{ MPa}}{0,577 * (370 \text{ MPa})} \right)^2 = \left(\frac{1}{N} \right)^2$$

$$N = 4,28$$

Con este factor de seguridad se comprueba que el diseño del eje cilíndrico de acero AISI 1018, está sobredimensionado. Por otro lado, debido a la disponibilidad comercial de las barras de acero, así como también la necesidad de hacer perforaciones en el árbol para colocar el contrapeso mediante pernos se selecciona un eje de diámetro 24 mm. Mientras que para los soportes en los extremos que serán acoplados a los cojinetes se maquinará hasta llegar a un diámetro de 12 mm.

Para comprobar los resultados obtenidos, se realizó el análisis estático mediante SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo para el eje cilíndrico de $N=4,25$ como se muestra en la Figura 3.13, valor igual al obtenido mediante cálculos, comprobando de esta manera el diseño.

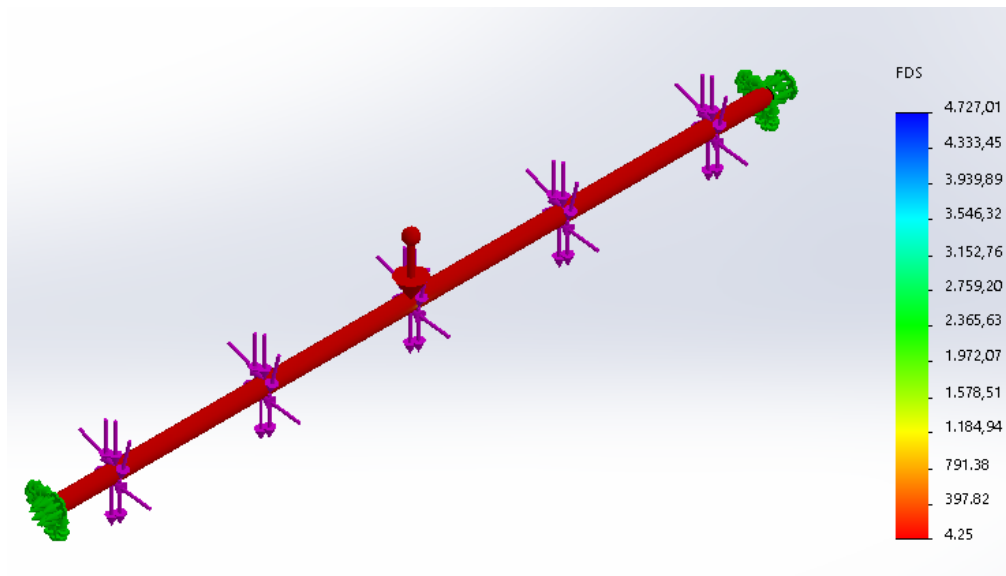


Figura 3.13 Factor de seguridad en el eje cilíndrico.

Para el cálculo del espesor del eslabón de entrada se analiza la pieza como una viga en voladizo y de sección rectangular, sometida a esfuerzos de flexión producidos por el peso del conjunto de siembra, dividido entre cada eslabón, como se observa en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.14.

En la Figura 3.15 y Figura 3.16 se pueden observar las fuerzas cortantes y momentos flectores, respectivamente, a las que está sometida cada eslabón de entrada por efecto de la carga de 140 N.

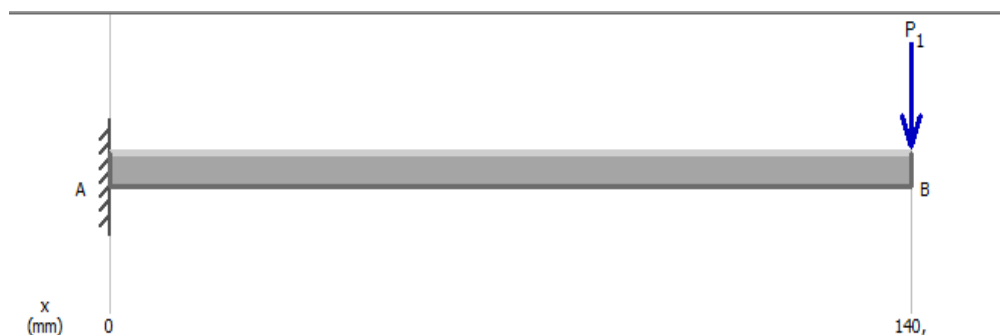


Figura 3.14 Diagrama de cuerpo libre del eslabón de entrada.

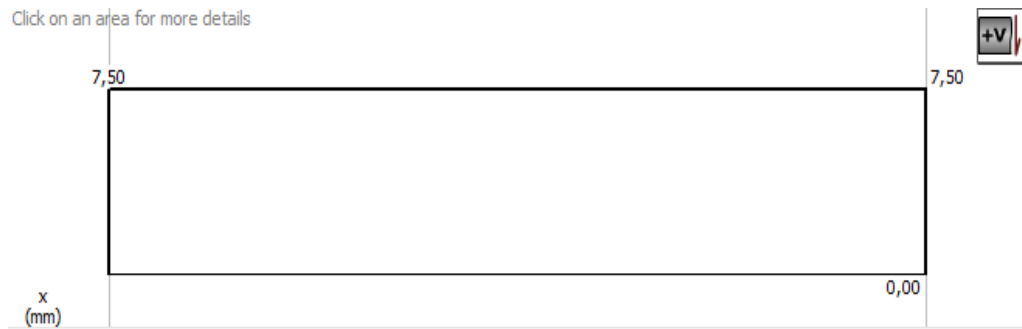


Figura 3.15 Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón de entrada.

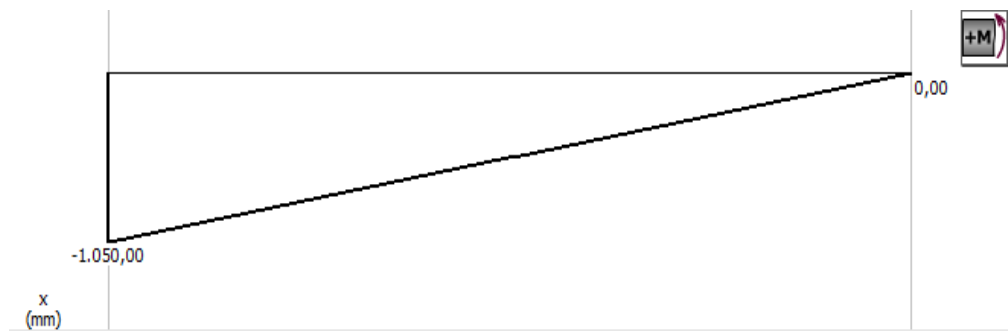


Figura 3.16 Diagrama de momentos flectores en el eslabón de entrada.

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 3 (Mott, 2006, pág. 185), el material seleccionado para su construcción es acero AISI 1018 ($S_y=370$ MPa.), de la Figura 3.16 se determina el momento crítico de 1.050 N-mm. Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

El esfuerzo de diseño resultante es:

$$\sigma_D = \frac{370 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_D = 123,33 \text{ MPa}$$

Una vez especificado el esfuerzo de diseño, se procede al cálculo de la altura de la sección transversal del eslabón de entrada mediante la Ec. 3.5. El resultado del cálculo de la altura es:

$$h = \sqrt{\frac{6 * 1050 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^2}{25 \text{ mm} * 123,33 \text{ N}}}$$

$$h = 1,43 \text{ mm}$$

Considerando el resultado anterior se selecciona un espesor de 1,5 mm. Para comprobar este resultado se realizará el cálculo del factor de seguridad en base al espesor seleccionado. Para calcular el módulo de sección de un rectángulo se emplea la Ec. 3.4.

El módulo de sección resultante es:

$$S_x = \frac{25 \text{ mm} * (1,5 \text{ mm})^2}{6}$$

$$S_x = 9,38 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo al que estarán sometido eslabón de entrada será:

$$\sigma = \frac{1050 \text{ N} \cdot \text{mm}}{9,38 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 111,94 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$N = \frac{370 \text{ MPa}}{111,94 \text{ MPa}}$$

$$N = 3,30$$

Con este factor de seguridad se comprueba que el diseño del eslabón de entrada que se acopla al eje cilíndrico está sobredimensionado. Por otro lado, debido a parámetros de mecanizado, se selecciona un espesor de 8 mm para la construcción de cada eslabón.

Para comprobar los resultados obtenidos, se realizó el análisis estático mediante SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo de las eslabones de entrada de $N=3,58$ (Figura 3.17), valor igual al obtenido mediante cálculos, comprobando de esta manera el diseño.

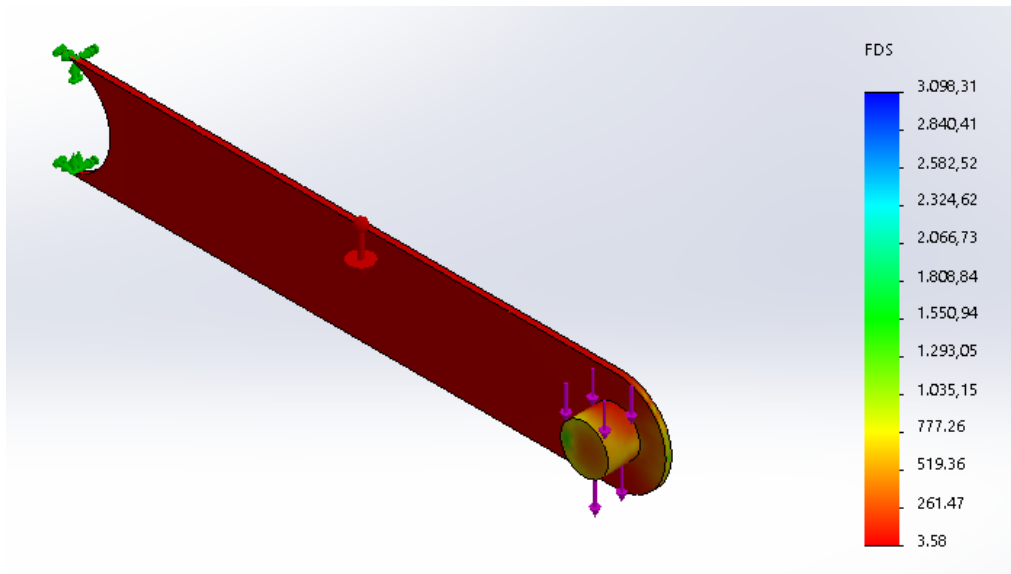


Figura 3.17 Factor de seguridad para el eslabón de entrada.

b. Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón seguidor (p).

El eslabón seguidor cumple dos funciones, ayuda a soportar la carga ejercida por el conjunto de siembra y también direccionar su movimiento para que el conjunto realice desplazamientos continuos y estables durante el proceso de siembra, esto se consigue sincronizando las velocidades de rotación de los eslabones de entrada y seguidor. En la Figura 3.18 se observa el modelo obtenido con ayuda del software SolidWorks, la distancia entre centros de acople es de 140 mm. Las dimensiones del eslabón seguidor se detallan ampliamente en el ANEXO D-13.

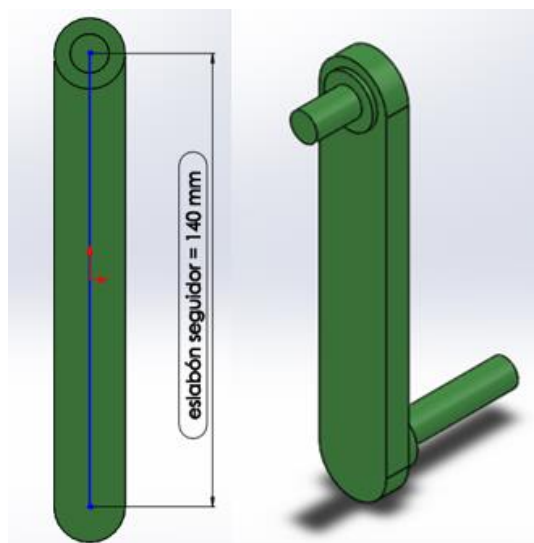


Figura 3.18 Eslabón seguidor.

Para realizar el análisis del eslabón seguidor se considera la fuerza de 7,5 N ejercida por el peso del conjunto de siembra. En base a esto se realiza el cálculo del espesor adecuado considerando al eslabón como una viga en voladizo, como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.19.

Continuando con el análisis, en la Figura 3.20 y Figura 3.21 se observan los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, resultantes de la aplicación la carga de 7.5 N sobre el eslabón.

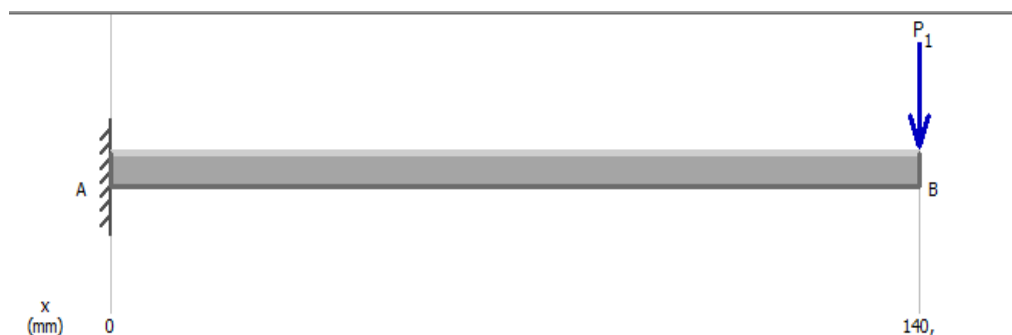


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre del eslabón seguidor.

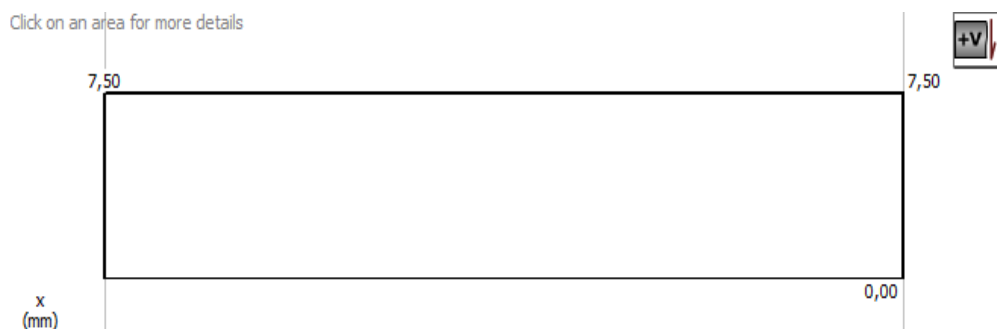


Figura 3.20 Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón seguidor.

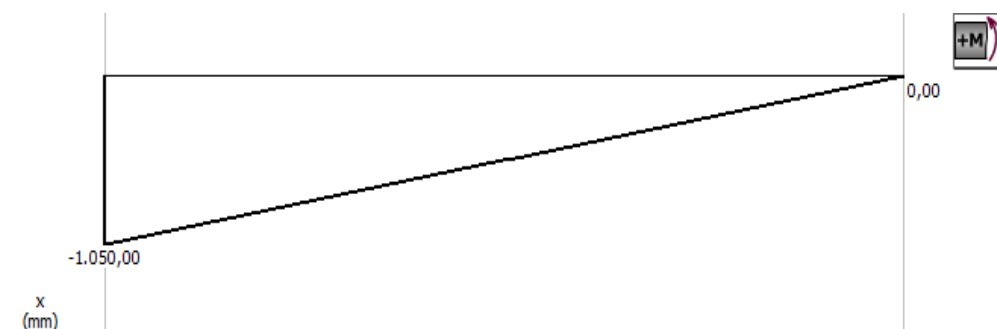


Figura 3.21 Diagrama de momentos flectores en el eslabón seguidor.

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 3 (Mott, 2006, pág. 185), el material seleccionado para su construcción es aluminio 6061 ($S_y =$

140 MPa.) establecido en la Sección 3.2.1; de la Figura 3.21 se determina el momento crítico de 1.050 N-mm. Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

El esfuerzo de diseño resultante es:

$$\sigma_D = \frac{140 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_D = 46,67 \text{ MPa}$$

Una vez especificado el esfuerzo de diseño, se procede al cálculo de la altura de la sección transversal del eslabón seguidor mediante la Ec. 3.5. El resultado del cálculo de la altura es:

$$h = \sqrt{\frac{6 * 1050 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^2}{30 \text{ mm} * 46,67 \text{ N}}}$$

$$h = 2,12 \text{ mm}$$

Considerando el resultado anterior se selecciona un espesor de 2,5 mm para comprobar este resultado se realizará el cálculo del factor de seguridad en base al espesor seleccionado. Para calcular el módulo de sección rectangular se emplea la Ec. 3.4.

El módulo de sección resultante es:

$$S_x = \frac{30 \text{ mm} * (2,5 \text{ mm})^2}{6}$$

$$S_x = 31,25 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo al que estarán sometido el eslabón seguidor será:

$$\sigma = \frac{1050 \text{ N} \cdot \text{mm}}{31,25 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 33,6 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$N = \frac{140 \text{ MPa}}{33,6 \text{ MPa}}$$

$$N = 4,17$$

Con este factor de seguridad se comprueba que el diseño del eslabón seguidor está sobredimensionado. Pero debido a que la pieza debe ser maquinada y debido a irregularidades propias del material, se selecciona un espesor de 8 mm para la construcción de cada pieza. Por otra parte se realiza el análisis estático mediante SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo de las eslabones de entrada de $N = 4,37$ (Figura 3.22), valor similar al obtenido mediante cálculos, comprobando de esta manera el diseño.

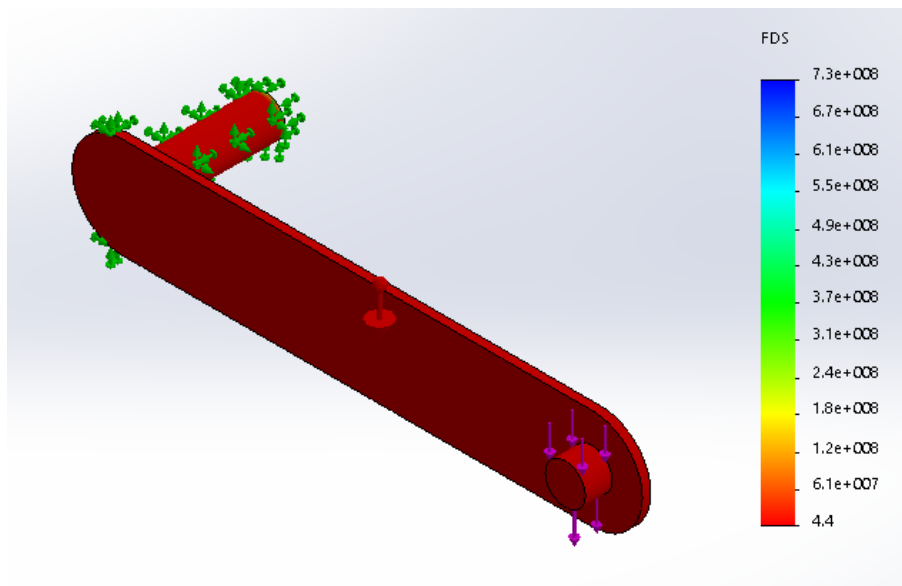


Figura 3.22 Factor de seguridad para el eslabón seguidor.

c. Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón acoplador (q).

La primera función del eslabón acoplador es permitir la conexión del conjunto de siembra, con los eslabones adyacentes. La segunda función es garantizar que las boquillas de dosificación y la barra de punzonado se posicionen paralelas a la bandeja de germinación. Con este parámetro a consideración se diseña un elemento adicional denominado: eslabón auxiliar, que se encargue de cumplir la funcionalidad deseada.

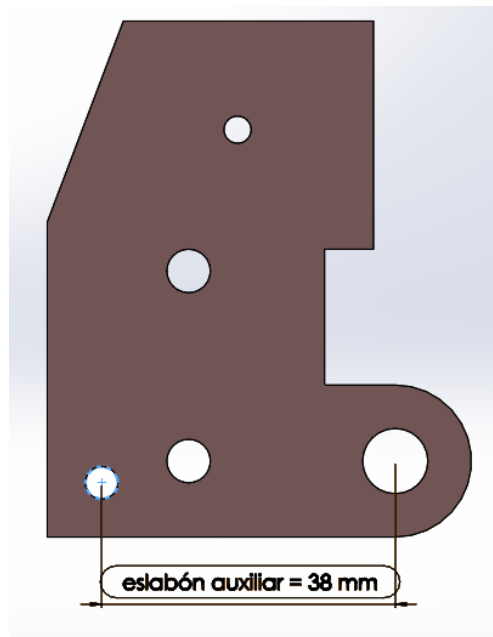


Figura 3.23 Eslabón auxiliar.

Para determinar las distancias de cada eslabón se usa el teorema de Pitágoras, ya que el cumplimiento del principio de Grashof establece que en un mecanismo de 4 barras el eslabón resultante debe tener una longitud 107 mm; la distancia del primer cateto o eslabón auxiliar es de 38 mm, como se observa en el detalle de la Figura 3.23. Con estos datos se realiza el cálculo del segundo cateto o eslabón acoplador para lo cual se emplea la Ec. 3.10.

$$C = \sqrt{H^2 - c^2} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$C = \sqrt{(107)^2 - (38)^2}$$

$$C = 100 \text{ mm}$$

La longitud calculada para el eslabón acoplador es de 100 mm la cual se mide de centro a centro como se muestra en la Figura 3.24, tanto el eslabón auxiliar como el eslabón acoplador se fabricará en aluminio 6061-T4 puesto que por su función a desempeñar no están sometidos a grandes esfuerzos o cargas, así también al ser liviano ayudará a disminuir la inercia del conjunto de siembra.

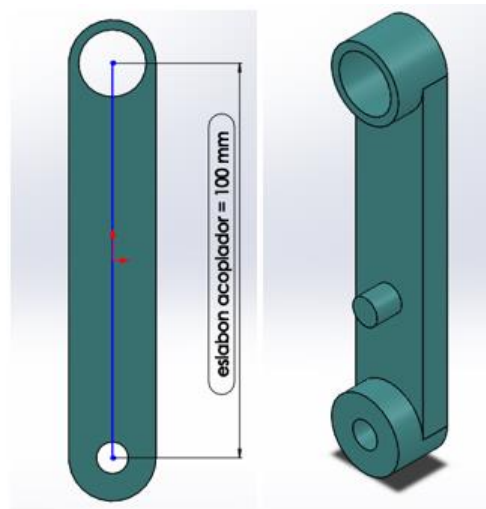


Figura 3.24 Eslabón acoplador.

Para el análisis del eslabón auxiliar se considera la fuerza de 14,5 N resultante de elevar al conjunto de siembra por acción del actuador eléctrico. En base a esto se realiza el cálculo del espesor adecuado considerando al extremo del eslabón como una viga en voladizo como se observa en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.25. Mientras que en la Figura 3.26 y Figura 3.27 se detallan las fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, resultantes de la aplicación de la carga de 14,50 N.



Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre del eslabón auxiliar.

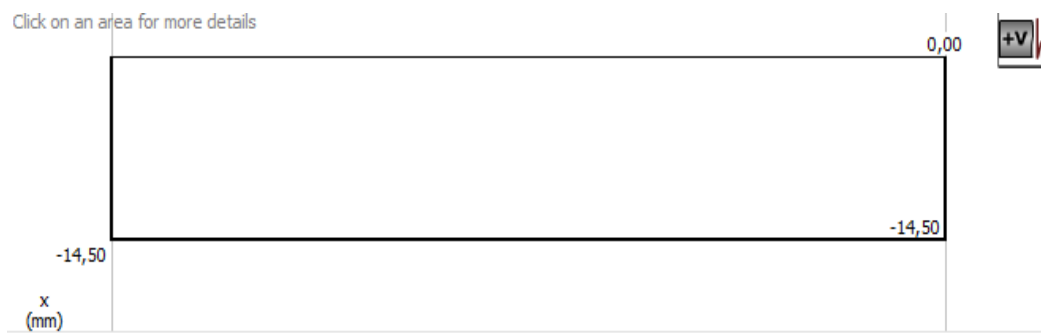


Figura 3.26 Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón auxiliar.

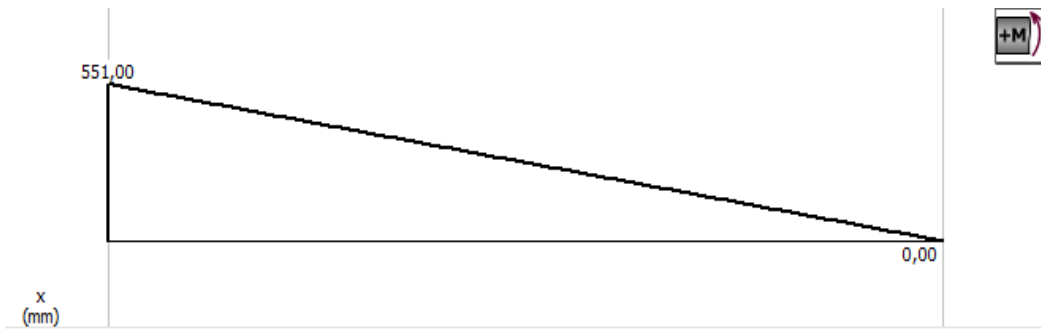


Figura 3.27 Diagrama de momentos flectores en el eslabón auxiliar.

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 3, el material seleccionado para su construcción es Aluminio 6061-T4 ($S_y = 140 \text{ MPa}$.) establecido en la Sección 3.2.1, de la Figura 3.27 se determina el momento crítico de 551 N-mm. Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

El esfuerzo de diseño resultante es:

$$\sigma_D = \frac{140 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_D = 46,67 \text{ MPa}$$

Una vez especificado el esfuerzo de diseño, se procede al cálculo de la altura de la sección transversal rectangular del eslabón auxiliar mediante la Ec. 3.5. El resultado del cálculo de la altura es:

$$h = \sqrt{\frac{6 * 551 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^2}{28 \text{ mm} * 46,67 \text{ N}}}$$

$$h = 1,6 \text{ mm}$$

Considerando el resultado anterior se selecciona un espesor de 2 mm. Para comprobar este resultado se realizará el cálculo del factor de seguridad en base al espesor seleccionado. Para calcular el módulo de sección de un rectángulo se emplea la Ec. 3.4.

El módulo de sección resultante es:

$$S_x = \frac{28 \text{ mm} * (2 \text{ mm})^2}{6}$$

$$S_x = 18,67 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo al que estarán sometido el eslabón auxiliar será:

$$\sigma = \frac{551 \text{ N.mm}}{18,67 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 29,51 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$N = \frac{140 \text{ MPa}}{29,51 \text{ MPa}}$$

$$N = 4,74$$

Con este factor de seguridad se comprueba que el diseño del eslabón auxiliar está sobredimensionado. Pero debido a que se requiere colocar bocines de acople en las perforaciones circulares del eslabón, se selecciona un espesor de 7 mm para la construcción de cada pieza.

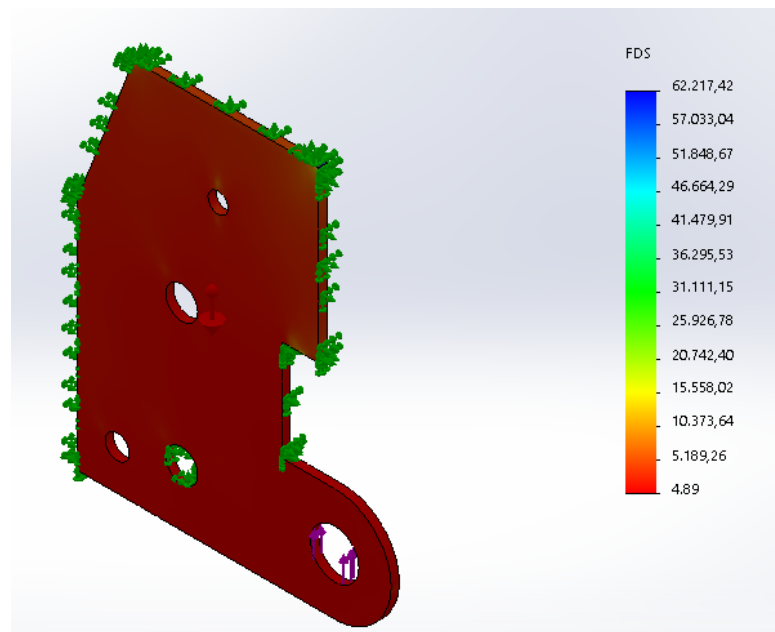


Figura 3.28 Factor de seguridad para el eslabón auxiliar.

Para comprobar los resultados obtenidos, se realizó el análisis estático mediante SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo de las eslabones de entrada de $N= 4,89$ como se puede observar en la Figura 3.28, valor similar al obtenido mediante cálculos comprobando de esta manera el diseño.

d. Diseño y análisis de esfuerzos: eslabón fijo (s).

Su diseño en forma de pilar rectangular le otorga mayor robustez, con una base plana que le permite ser empotrado mediante pernos allen a la mesa de soporte de la máquina y así garantizar la estabilidad de los eslabones adyacentes que conforman el mecanismo de siembra. La longitud efectiva del eslabón fijo (s) es de 107 mm, ver Figura 3.29. Las demás dimensiones son detalladas en el ANEXO D-8.

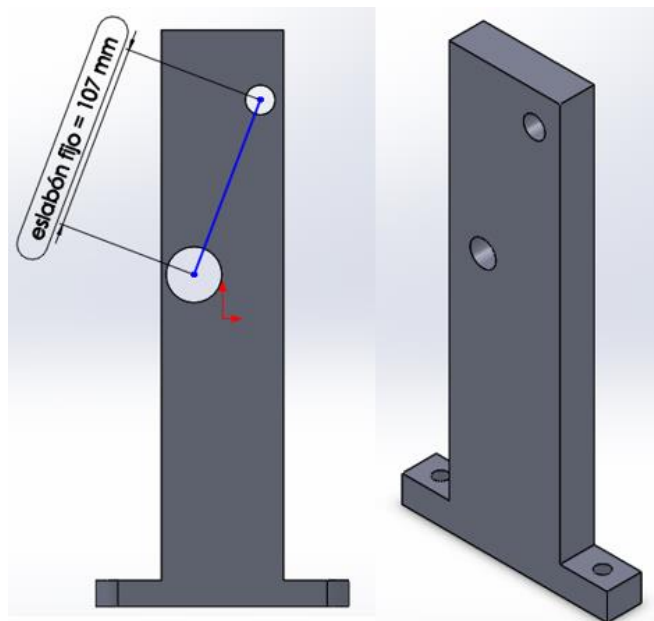


Figura 3.29 Eslabón fijo.

Para el análisis de esfuerzos en el eslabón fijo se suma los pesos de todos los elementos del conjunto de siembra combinados así como elementos periféricos que debe soportar y equilibrar. Para el cálculo de la masa de los eslabones y demás partes que integran el mecanismo se utiliza el software SolidWorks, los detalles se observan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6

Masas y pesos del conjunto de siembra.

	Cantidad	Masa/pieza (m)	Peso total (m*g)
Ensamblaje de siembra (incluye barra de punzonado, tubo de vacío, eslabones auxiliares y acopladores)	1	1.462 gr	14,34 N
Eslabones de entrada (incluido eje cilíndrico)	1	2.100 gr	20,60 N
Contrapeso	1	2.649 gr	25,99 N
Placa soporte motor	1	1.393 gr	13,67 N
Motor PaP	1	1.560 gr	15,30 N
Sumatoria			89,90 N

Para el análisis del eslabón seguidor se considera la fuerza de 90 N obtenida de la sumatoria de cargas. En base a esto se realiza el cálculo del espesor adecuado considerando al eslabón como una viga en voladizo, el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.30 muestra la distancia de 315 mm del eslabón. A continuación en la Figura 3.31 y en la Figura 3.32 se muestran las fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, resultantes de la aplicación de la carga de 90 N.



Figura 3.30 Diagrama de cuerpo libre del eslabón fijo.



Figura 3.31 Diagrama de fuerzas cortantes en el eslabón fijo.

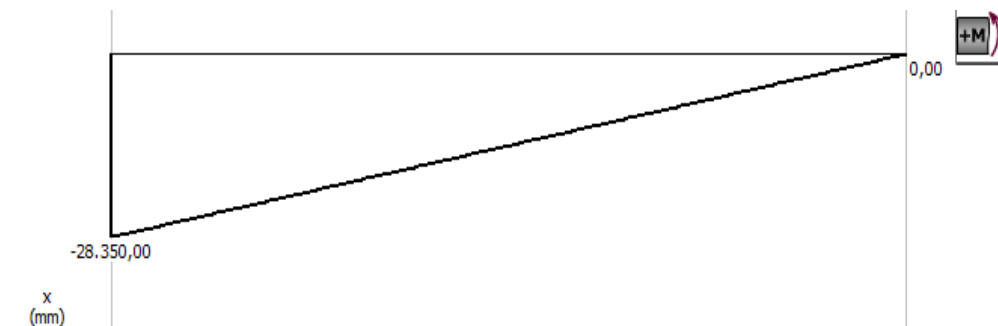


Figura 3.32 Diagrama de momentos flectores en el eslabón fijo.

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 2, el material seleccionado para su construcción es acero AISI 1018 ($S_y=370$ MPa.), de la Figura 3.32 se determina el momento crítico de 28.350 N-mm. Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

El esfuerzo de diseño resultante es:

$$\sigma_D = \frac{370 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_D = 123,33 \text{ MPa}$$

Una vez especificado el esfuerzo de diseño, se procede al cálculo de la altura de la sección transversal del eslabón fijo mediante la Ec. 3.5. El resultado del cálculo de la altura es:

$$h = \sqrt{\frac{6 * 28.350 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^2}{80 \text{ mm} * 123,33 \text{ N}}}$$

$$h = 4,15 \text{ mm}$$

Considerando el resultado anterior se selecciona un espesor de 5 mm. Para comprobar este resultado se realizará el cálculo del factor de seguridad en base al espesor seleccionado. Para calcular el módulo de sección de un rectángulo se emplea la Ec. 3.4.

El módulo de sección resultante es:

$$S_x = \frac{80 \text{ mm} * (5 \text{ mm})^2}{6}$$

$$S_x = 333,33 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo al que estará sometido eslabón fijo será:

$$\sigma = \frac{28.350 \text{ N} \cdot \text{mm}}{333,33 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 85,05 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$N = \frac{370 \text{ MPa}}{85,05 \text{ MPa}}$$

$$N = 4,35$$

Con este factor de seguridad se comprueba que el diseño del eslabón fijo que se acopla al eje cilíndrico está sobredimensionado. Al momento de la construcción en el interior del eslabón fijo van colocados bocines de bronce para que soporten y permitan el giro del eje de entrada, por lo cual se selecciona un espesor de 25 mm para la construcción de cada eslabón.

Para comprobar los resultados obtenidos, se realizó el análisis estático mediante SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo del eslabón fijo de $N=4,6$ (Figura 3.33), valor similar al obtenido mediante cálculos, comprobando de esta manera el diseño.

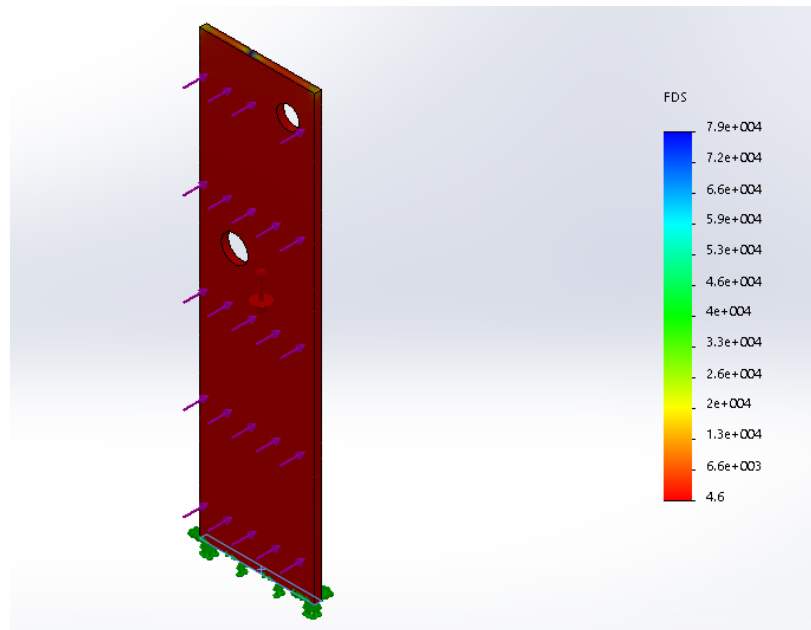


Figura 3.33 Factor de seguridad para el eslabón fijo.

3.3.3 Diseño y selección de los cojinetes de deslizamiento.

En las secciones anteriores se diseñó y analizó los eslabones y ejes que conforman el mecanismo de siembra, pero estos elementos poseen articulaciones en forma de vástagos que permiten su interconexión, lo cual hace indispensable el uso de cojinetes que disminuyan el desgaste y la fricción entre los elementos mecánicos.

Debido al bajo peso de los elementos que conforman el mecanismo de siembra, la complejidad de su geometría y la elevada precisión requerida para su ensamble y funcionamiento, hace que no sea viable la utilización de rodamientos, sino cojinetes de deslizamiento cilíndricos los cuales poseen un diseño más sencillo así como facilidad de montaje y acoplamiento, además de su bajo costo.

Los parámetros de diseño para los cojinetes que soportan al eje cilíndrico son:

- Carga radial en el cojinete $F=195$ N ejercida por el conjunto de siembra y otros factores externos (factor de seguridad de 3).
- Velocidad de giro del eje $n=50$ rpm (máxima velocidad para el actuador eléctrico).
- Diámetro nominal mínimo del eje $D=10$ mm (proceso de torneado).

Para la selección del material en el cual será fabricado el cojinete se requiere conocer el valor de “PV” para con este dato ingresar a la tabla detallada en el ANEXO A-5. El análisis inicia con la definición de la relación de longitud del cojinete sobre diámetro L/D, según lo expuesto por (Nieto, 2007, pág. 47) esta relación se encuentra en el rango de 0.5 a 2, se estudia el caso más crítico de trabajo de los cojinetes con una relación L/D=0,5 con lo cual se obtiene una longitud de L=5 mm.

Se calcula la presión en el cojinete mediante la Ec. 3.11 (Nieto, 2007).

$$P = \frac{F}{D * L} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Entonces:

$$P = \frac{195 \text{ N}}{10 \text{ mm} * 5 \text{ mm}}$$

$$P = 3,9 \text{ MPa}$$

Luego se calcula la velocidad lineal de la superficie del cojinete, mediante la Ec. 3.12 (Nieto, 2007, pág. 47).

$$V = \frac{\pi * D * n}{60000} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Reemplazando datos se obtiene:

$$V = \frac{\pi * 10 \text{ mm} * 50 \text{ rpm}}{60000}$$

$$V = 0,026 \text{ m/s}$$

Con los resultados de la Ec. 3.11 y la Ec. 3.12, se realiza el cálculo del valor de “PV”.

$$PV = 3,9 \text{ MPa} * 0,026 \text{ m/s}$$

$$PV = 0,1014 \frac{N \cdot m}{mm^2 \cdot s}$$

Luego se efectúa la conversión de unidades para tener el mismo formato como se muestra en la tabla del ANEXO A-5 que son kilovatios por metro cuadrado (kW/m^2).

$$0,1014 \frac{N \cdot m}{mm^2 \cdot s} * \frac{1000 * 1000 \text{ mm}^2}{1 \text{ m}^2} * \frac{1 \text{ kg} \cdot m}{1 \text{ N} \cdot s^2} * \frac{1 \text{ W} \cdot s^2}{1 \text{ kg} \cdot m^2} * \frac{1 \text{ kW}}{1000 \text{ W}} = 101,4 \frac{\text{ kW}}{\text{ m}^2}$$

Finalmente se realiza el cálculo del “PV” de diseño con la Ec. 3.13 (Nieto, 2007, pág. 48).

$$PV_{diseño} = 2 * (PV) \quad \text{Ec. 3.13}$$

$$PV_{diseño} = 2 * \left(101,4 \frac{\text{ kW}}{\text{ m}^2} \right)$$

$$PV_{diseño} = 202,8 \frac{\text{ kW}}{\text{ m}^2}$$

El material especificado para el valor de diseño calculado con la Ec. 3.13 es Carbono-Grafito con un PV máximo de $525 \text{ kW}/\text{m}^2$. Pero debido a costos y a un catálogo de dimensiones más amplio en el mercado nacional se utilizará casquillos de bronce puro ($PV = 1750 \text{ kW}/\text{m}^2$).

3.3.4 Selección del motor para el mecanismo de siembra.

Para el accionamiento de los eslabones que integran el mecanismo de siembra, en la Sección 2.10.3, se seleccionó el motor paso a paso, el cual será acoplado a una caja reductora para mejora sus prestaciones de torque y control de aceleración y frenado. Para el cálculo del torque se debe considerar la inercia de los componentes a mover, la rampa de aceleración para el motor desde el reposo, el ángulo de giro, y las fuerzas de rozamiento y gravedad actuantes en el sistema.

El torque total viene dado por la Ec. 3.14 (AutomationDirect, 2005, págs. A-8).

$$T_{motor} = T_{acel} + T_{resist} \quad \text{Ec. 3.14}$$

Donde,

T_{acel} : Torque para acelerar y desacelerar la inercia total del sistema [N-m].

T_{resist} : Torque de carga a velocidad constante [N-m].

El torque de aceleración se calcula mediante la Ec. 3.15 (AutomationDirect, 2005, págs. A-8).

$$T_{acel} = J_{total} * \left(\frac{\omega}{t_{acel}} * \frac{2\pi}{60} \right) \quad \text{Ec. 3.15}$$

Donde,

J_{total} : Inercia total del sistema [$kg.m^2$]

ω : Velocidad angular de la carga, [RPM]

t_{acel} : Tiempo requerido para acelerar el sistema, [segundos]

La inercia total del mecanismo de siembra se determina con la Ec. 3.16 (AutomationDirect, 2005, págs. A-8).

$$J_{total} = J_{motor} + J_{reductor} + J_{piñón} + J_{carga} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Donde,

J_{motor} : Inercia del motor, hojas de datos del fabricante [$kg.m^2$].

$J_{reductor}$: Inercia del reductor, hoja de datos del fabricante [$kg.m^2$].

$J_{piñón}$: Inercia del mecanismo de siembra, reflejada en el eje del motor [$kg.m^2$].

J_{carga} : Inercia de la carga, reflejada en el eje del motor [$kg.m^2$].

Hay que recalcar que la inercia es una propiedad aditiva, que depende de la geometría propia de cada elemento. Al ser el mecanismo de siembra un conjunto de eslabones cada uno con su masa puntual, se requiere de la ayuda del software Solidworks para estimar sus propiedades de masa e inercia, como se detalla en la Tabla 3.7. En la columna para el cálculo de la inercia reflejada en el eje del motor se aplica el teorema de Steiner.

Tabla 3.7

Sumatoria de inercias en el eje del actuador eléctrico.

	Masa (gr)	Inercia con respecto al CM (kg.m²)	Distancia del CM al Eje de Giro (mm)	Inercia reflejada (eje motor) (kg.m²)
Carga (conjunto de siembra)	1200	$1,04 \times 10^{-3}$	145	$26,27 \times 10^{-3}$
Eje y eslabones de entrada	2100	$3,37 \times 10^{-3}$	18	$4,05 \times 10^{-3}$
Contrapeso	2650	$4,80 \times 10^{-4}$	70	$17,78 \times 10^{-3}$
Sumatoria				$48,1 \times 10^{-3}$

La inercia del motor y del reductor según (Orientalmotor, CMK Series Stepper Motors, 2015) es de $120 \times 10^{-7} \text{ kg.m}^2$, reemplazando los datos en la Ec. 3.16 se tiene:

$$J_{total} = 120 \times 10^{-7} \text{ kg.m}^2 + 48,1 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

$$J_{total} = 48,11 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

La velocidad angular del sistema se calcula con la Ec. 3.17 (AutomationDirect, 2005, págs. A-5).

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{6 * (t - t_{acel})} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Donde,

ω : Velocidad angular de la carga [*RPM*].

$\Delta\theta$: Desplazamiento angular realizado por la carga [$^{\circ}$].

t : Tiempo total del desplazamiento [*segundos*].

El eslabón de entrada en su extremo de carga, debe desplazar 170° al kit de siembra, para llevarlo hasta la bandeja de germinación, y de igual manera de regreso al contenedor de semillas, en cada fase no debe tardar más de 3 segundos. El perfil de aceleración seleccionado es de 500 ms, para que el motor alcance la velocidad de proceso, con lo cual la Ec. 3.17 queda de la siguiente manera:

$$\omega = \frac{170}{6 * (3 - 0,5)}$$

$$\omega = 11,33 \text{ RPM}$$

Se reemplaza los datos recopilados en la Ec. 3.15 para el determinar el torque de aceleración.

$$T_{acel} = 48.11 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2 * \left(\frac{11,33 \text{ RPM}}{0,5 \text{ seg}} * \frac{2\pi}{60} \right)$$

$$T_{acel} = 0,114 \text{ N.m}$$

Luego se realiza el cálculo del torque de carga a velocidad constante de 11,33 RPM, para lo cual se utiliza la Ec. 3.18 (AutomationDirect, 2005, págs. A-8) con la condición que no existan fuerzas externas aplicadas.

$$T_{resist} = (F_{fricción} * r_1) + (F_{gravedad} * r_2) \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde,

$F_{fricción}$: Fuerza para vencer la fricción, [N].

r_1 : Radio interno del cojinete [m].

$F_{gravedad}$: Fuerza ejercida por el peso de la carga, [N].

r_2 : Distancia perpendicular de la carga al eje del motor, [m].

i : Relación de reducción.

Para el cálculo de la fuerza de fricción se emplea la Ec. 3.19 (Cardona & Clos, 2001, pág. 166).

$$F_{fricción} = \mu * N \quad \text{Ec. 3.19}$$

Donde,

μ : Coeficiente de rozamiento en seco del cojinete: 0,35 (Cardona & Clos, 2001, pág. 167).

N : Carga ejercida sobre el cojinete [N], (Tabla 3.6).

Entonces:

$$F_{fricción} = 0,35 * (65 N)$$

$$F_{fricción} = 22,75 N$$

Al reemplazar valores en la Ec. 3.18 se tiene:

$$T_{resist} = 0 + (22,75 N * 0,006 m) + (15 N * 0,145 m)$$

$$T_{resist} = 2,312 N.m$$

Luego reemplazando valores en la Ec. 3.14 se obtiene:

$$T_{motor} = 0,114 N.m + 2,312 N.m$$

$$T_{motor} = 2,43 N.m$$

Al valor calculado para el torque del motor se aplica un factor de seguridad de 1,5 con lo cual el valor de diseño del torque del motor queda en 3,65 N.m, con esto se procede a calcular la potencia del actuador eléctrico, mediante la Ec. 3.20 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 96).

$$P = \frac{T_{motor} * \omega * 2\pi}{60} \quad \text{Ec. 3.20}$$

Donde:

P : Potencia del motor [Watio].

T_{motor} : Torque del motor [N-m].

ω : Velocidad del motor [RPM].

Entonces:

$$P = \frac{3,65 \text{ N.m} * 11,33 \text{ RPM} * 2\pi}{60}$$

$$P = 4,33 \text{ W}$$

Luego del análisis propuesto se selecciona un motor paso a paso de la línea Oriental Motor CMK de 20 Watts de potencia y par de retención de 4 N.m, con lo cual el actuador eléctrico queda sobredimensionado. Las especificaciones y hoja de datos del motor se detallan más ampliamente en el ANEXO A-14.

3.3.5 Verificación de la cadena de transmisión.

En la sección 2.5.3 se escogió la transmisión por cadena para la sincronización de los eslabones de entrada (L) y el eslabón seguidor (p). Este elemento es de gran importancia ya que permite el giro coordinado de los eslabones al momento de la siembra, evitando así el deslizamiento o arrastre.

La cadena usada en el diseño del proyecto es una cadena silenciosa de casquillos 3x4 marca Daido Kogyo, que se usa principalmente como elemento de distribución al interior de motores de combustión interna, lo que la hace robusta y de gran precisión. Según lo detallado por el fabricante (Daido, 2007, pág. 104) la cadena "DID SCA-0409A SDH" tiene un paso de 6,35 mm, resistencia a la tracción mínima de 9,81 kN y masa unitaria de 0,238 kg/m.

Para la aplicación seleccionada la relación de transmisión es de 1. Por lo que el número de dientes en las ruedas mayor y menor o piñón será el mismo (17 dientes). La velocidad angular de giro del motor: $\omega=11,33$ RPM (Sección 3.3.4) y la distancia entre centros de los ejes de giro: $C=107$ mm (eslabón fijo). Con los datos indicados se procede al cálculo de verificación de la cadena de transmisión.

El diámetro primitivo de las ruedas que se acoplan a la cadena se determina con la Ec. 3.21 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 888).

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)} \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde,

p : Paso de la cadena en [mm].

N : Número de dientes de la rueda.

$$D_p = \frac{6,35 \text{ mm}}{\text{sen}(180/17)}$$

$$D_p = 34,55 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la longitud de la cadena (L) se utiliza la Ec. 3.22 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 893).

$$L = 2C + \frac{(N_1 + N_2) * p}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2 * p^2}{4\pi^2 * C} \quad \text{Ec. 3.22}$$

Donde,

p : Paso de la cadena [mm].

C : Distancia entre centros [mm].

N_1 : Número de dientes del piñón.

N_2 : Número de dientes de la rueda mayor.

Entonces,

$$L = 2 * 107 \text{ mm} + \frac{(17 + 17) * 6,35 \text{ mm}}{2} + \frac{(17 - 17)^2 * 6,35 \text{ mm}^2}{4\pi^2 * 107}$$

$$L = 321,95 \text{ mm}$$

La longitud indicada es una aproximación matemática, pero por requisitos de implementación se utiliza una longitud de cadena que permita la ubicación de un tensor el cual funciona como un regulador la presión ejercida en la cadena, así también se recomienda que el número de eslabones sea par y el número de dientes del piñón impar, quedando la longitud de la siguiente manera:

$$L = 6,35 \text{ mm} * 54 \text{ eslabones}$$

$$L = 342,9 \text{ mm}$$

La velocidad lineal promedio (v) de la cadena se obtiene a partir de la Ec. 3.23 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 889).

$$v = \frac{p * N * \omega}{60} \quad \text{Ec. 3.23}$$

Donde,

p : Paso de la cadena [m].

N : Número de dientes de la rueda considerada.

ω : Velocidad de giro de la rueda considerada [RPM].

Reemplazando datos se tiene:

$$v = \frac{6,35 \times 10^{-3} \text{ m} * 17 * 11,33 \text{ RPM}}{60}$$

$$v = 0,02 \text{ m/s}$$

Como muestra los cálculos, la velocidad tangencial a la que gira la cadena $v=0,02$ m/s es relativamente baja para el sistema, lo cual indica que este parámetro este dentro de los rangos de operación normal de la cadena. A continuación se realiza la comprobación del esfuerzo total soportado por la cadena de sincronización del mecanismo de siembra, mediante la Ec. 3.24 (Rodríguez, Transmisión por Cadenas, 2014).

$$F_u = \frac{P}{v} \quad \text{Ec. 3.24}$$

Donde,

F_u : Esfuerzo útil que desarrolla la cadena, [N].

P : Potencia transmitida por el motor, [Vatios].

v : Velocidad lineal promedio, [m/s].

Sustituyendo valores resulta un esfuerzo útil de:

$$F_u = \frac{20 \text{ W}}{0,02 \text{ m/s}}$$

$$F_u = 1.000 \text{ N}$$

El otro componente del esfuerzo, el debido a la fuerza centrífuga de la cadena (F_c), viene determinado por la Ec. 3.25 (Rodríguez, Transmisión por Cadenas, 2014).

$$F_c = M * v^2 \quad \text{Ec. 3.25}$$

Donde,

M : Masa unitaria de la cadena [kg/m].

Entonces:

$$F_c = 0,238 \text{ kg/m} * (0,02 \text{ m/s})^2$$

$$F_c = 9,52 \times 10^{-5} N$$

Por lo tanto el esfuerzo total (F_o) que soporta la cadena se define como la sumatoria de la fuerza útil (F_u) más la fuerza centrífuga (F_c), como se detalla en la Ec. 3.26 (Rodríguez, Transmisión por Cadenas, 2014).

$$F_o = F_u + F_c \quad \text{Ec. 3.26}$$

$$F_o = 1.000 N + 9,52 \times 10^{-5} N$$

$$F_o = 1.000 N$$

Por último el cálculo del factor de seguridad se lo realiza mediante la Ec. 3.27 (Rodríguez, Transmisión por Cadenas, 2014).

$$F_s = \frac{R}{F_o} \quad \text{Ec. 3.27}$$

Donde:

R: resistencia a la tracción mínima de la cadena de rodillos [N].

$$F_s = \frac{9800 N}{1000 N}$$

$$F_s = 9,8$$

Con un factor de seguridad de 9,8 se verifica que la cadena seleccionada cumple ampliamente con los requisitos de esfuerzos y diseño para el mecanismo de siembra.

3.3.6 Diseño y análisis de esfuerzos en el sistema de transporte.

a. Diseño y análisis de esfuerzos: estructura porta bandeja.

La bandeja ingresa horizontalmente en la estructura porta bandejas la cual se acopla mediante pernos sobre el carro de desplazamiento. Las medidas para el diseño están acorde a las dimensiones detalladas en la Sección 3.2.1; la base va a estar sometida al peso de la bandeja incluido el sustrato. Es

necesario que la bandeja se mantenga fija dentro de la estructura como se muestra en la Figura 3.34 esto garantiza que no existan errores al momento de sincronizar el mecanismo de siembra y el sistema de transporte.

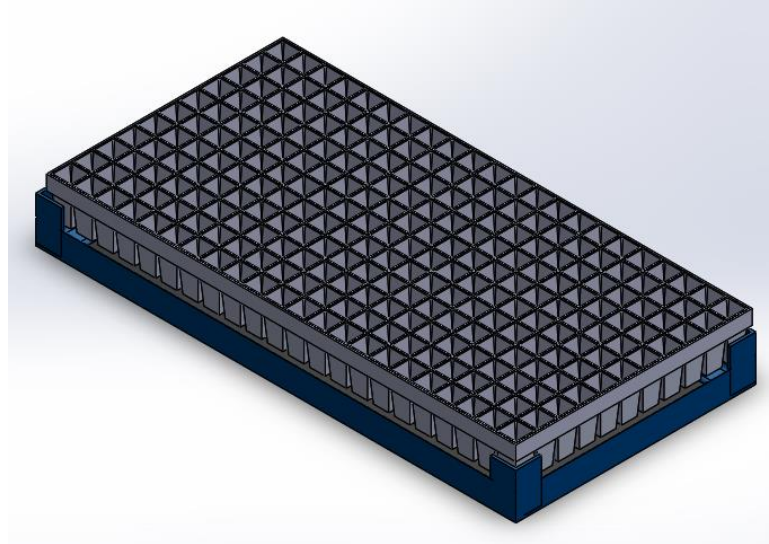


Figura 3.34 Estructura porta bandeja.

Las dimensiones para la construcción de la estructura porta bandeja se detallan en el plano del ANEXO D-4. En la Sección 3.2.2 también se estableció el peso máximo de la bandeja con sustrato es de 2,1 Kg, el peso se convierte a newtons y se divide para dos puesto que el peso la bandeja se distribuye entre los elementos que forman la estructura.

$$W = 2,1 \text{ Kgf} * \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}}$$

$$W = 20,60 \text{ N}$$

$$F1 = F2 = \frac{20,60 \text{ N}}{2} = 10,30 \text{ N}$$

Luego se realiza el cálculo del espesor adecuado considerando a la estructura como una viga con apoyos simples en sus extremos y una carga en la mitad como se observa en la Figura 3.35.

A continuación en la Figura 3.36 y Figura 3.37 se muestran las fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, resultantes de la aplicación la carga de 10,30 N.

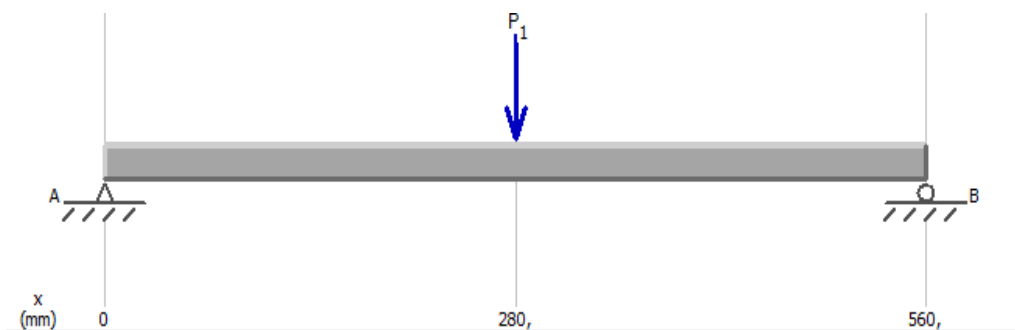


Figura 3.35 Diagrama de cuerpo libre del porta bandeja.

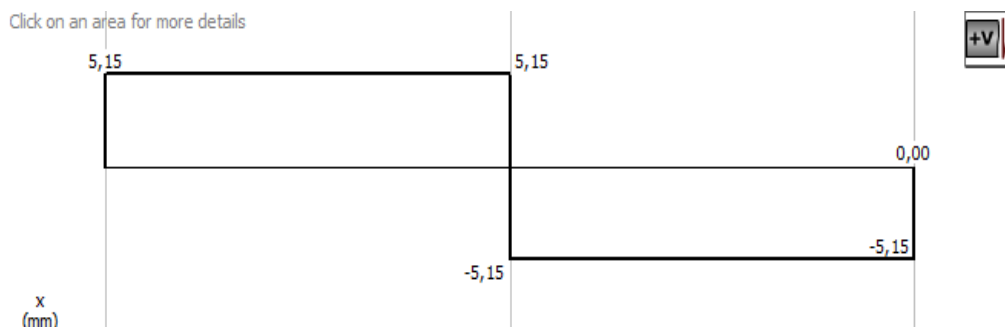


Figura 3.36 Diagrama de fuerzas cortantes en el porta bandeja.

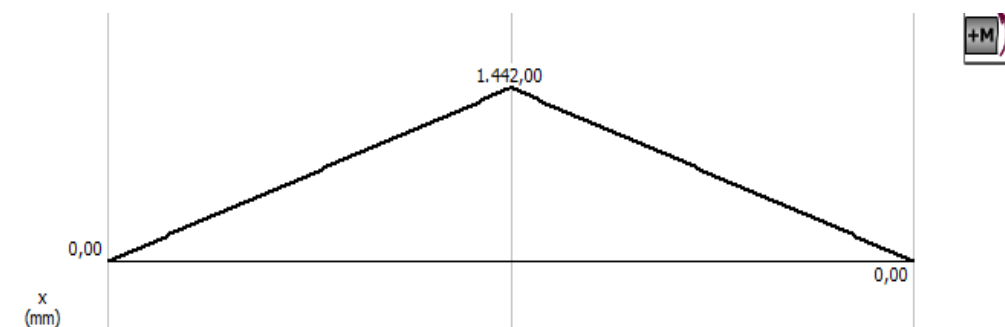


Figura 3.37 Diagrama de momentos flectores en el porta bandeja.

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 2 (Mott, 2006, pág. 185), el material seleccionado para su construcción es acero ASTM A-36 ($S_y=250$ MPa). Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

$$\sigma_D = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_D = 125 \text{ MPa}$$

De la Figura 3.37 se determina el momento crítico de 1.442 N-mm. El módulo de sección del perfil es de $0,67 \text{ cm}^3$ (ANEXO A-11). Reemplazando

en la Ec 3.3 se llega a determinar el esfuerzo por flexión al que estará sometido la estructura porta bandejas:

$$\sigma_F = \frac{1.442 \text{ N} \cdot \text{mm}}{670 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_F = 2,15 \text{ MPa}$$

El valor obtenido para el esfuerzo por flexión en la estructura porta bandejas es de 2,15 MPa, el cual en comparación resulta menor al esfuerzo normal de diseño que es de 125 MPa calculado al principio, por lo cual se confirma que el perfil angular de 30mm x 30 mm y 3 mm de espesor, es adecuado para la construcción del porta bandejas.

En la Figura 3.38 se muestra la escala con el esfuerzo de von Mises y el valor que corresponde a la aplicación de la carga de 10, 30 N sobre el perfil angular.

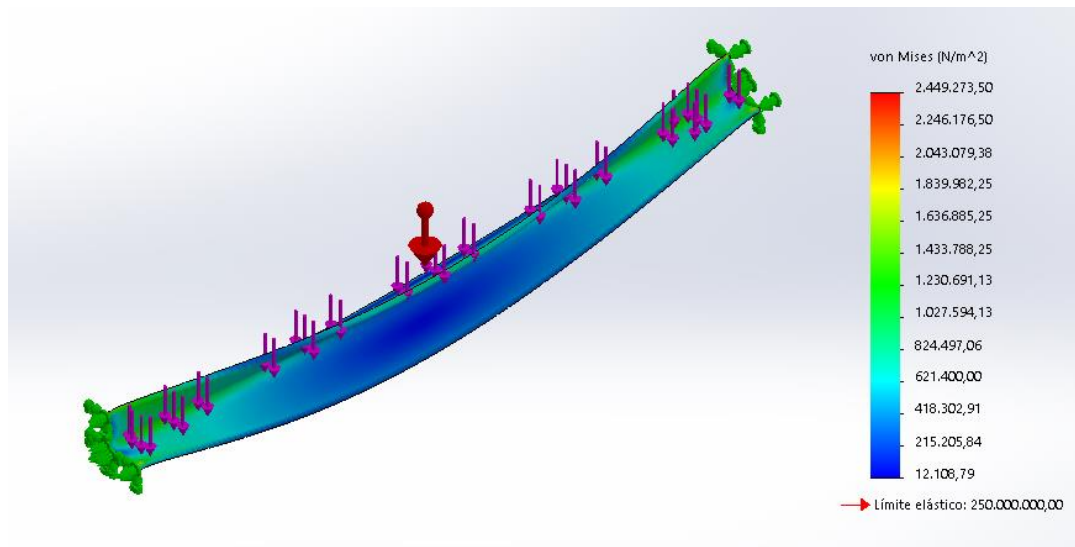


Figura 3.38 Tensión de Von Mises en el soporte de la bandeja.

En la Figura 3.39 se muestra la cantidad de deformación que sufre el porta bandeja, este valor se conoce como la deflexión que tiene una viga al aplicarle una carga; la parte roja del elemento muestra donde será mayor la deformación. La distancia máxima resultante en este elemento es 0,013 mm.

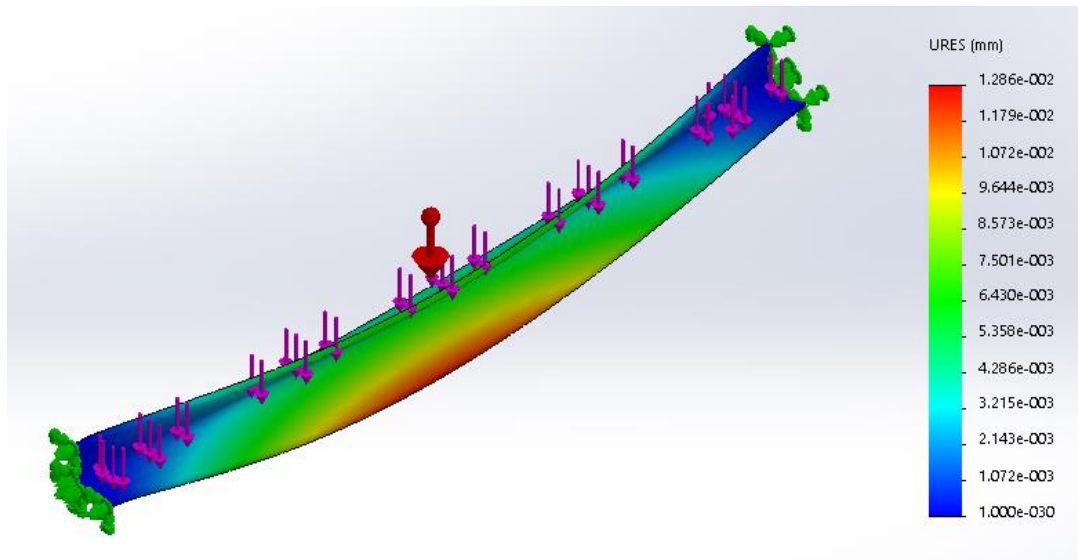


Figura 3.39 Deslizamiento estático en el perfil del porta bandeja.

Para el diseño de la estructura porta bandejas se necesita una precisión moderada, por lo que el factor de seguridad es despreciable en este análisis de esfuerzos, de tal manera se precede a realizar los cálculos para determinar la deformación máxima.

Precisión moderada: $Y_{max} = 0,00001$ a $0,0005$ plg/plg o mm/mm de longitud de la viga (Defaz & Vargas, 2013, pág. 61).

$$Y_{max} = 0,0005 * 560 \text{ mm}$$

$$Y_{max} = 0,28 \text{ mm}$$

$$0,013 < 0,28$$

b. Diseño y análisis de esfuerzos: carro de desplazamiento.

El carro de desplazamiento es el elemento que permite la conexión entre los ejes guías y la estructura porta bandeja, así también sujeta los cuatro rodamientos lineales que permiten el recorrido de la bandeja durante el proceso de siembra. En la Figura 3.40 se muestra el modelo de obtenido mediante el software SolidWorks. Las dimensiones del carro de desplazamiento se detallan ampliamente en el ANEXO D-3.

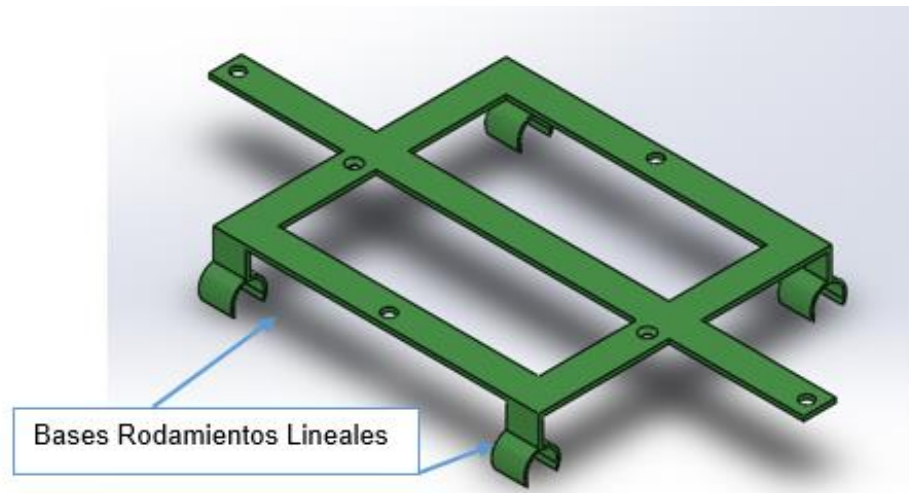


Figura 3.40 Carro de desplazamiento.

Como se observa en la Figura 3.40 el carro de desplazamiento consta de cuatro soportes que sujetan a los ejes guías y sobre los cuales se distribuye el peso de las cargas: bandeja cargada, estructura porta bandeja y cremallera. Dando como resultado que los soportes estén sometidos a esfuerzos de flexión y compresión simultáneamente. En la Tabla 3.8 se detallan los pesos de cada componente, se usó el software Solidworks para evaluar los datos.

Tabla 3.8

Cargas aplicadas al carro de desplazamiento.

	Cantidad	Masa cada/pieza (m)	Peso total (m*g)
Bandeja con sustrato	1	-	20,60 N
Porta bandeja	1	2399 gr	23,53 N
Cremallera	1	1967 gr	19,29 N
Sumatoria de cargas			63,42 N

Para el análisis del carro de desplazamiento se considera solo uno de los soportes y se procede a los cálculos, ya que el diseño es simétrico lo que permite un reparto uniforme de los cargas. Las fuerzas o cargas que generan compresión son: la bandeja con sustrato y la estructura porta bandeja que suman 44,13 N, esto se divide para cada soporte (4) y se obtiene 11,03 N,

este valor se reemplaza en la Ec. 3.1 para esfuerzos de tracción o compresión. Luego se obtiene el esfuerzo por compresión en función del espesor de la sección transversal:

$$\sigma = \frac{11,03}{30 * h}$$

Luego se realiza el análisis del carro de desplazamiento para el esfuerzo de flexión debido a la carga ejercida por la cremallera (4,82 N) en el centro del carro a 135 mm del soporte, el momento flector se calcula mediante la Ec. 3.28 (Mott, 2006, pág. 94).

$$M = F * r \quad \text{Ec. 3.28}$$

Donde,

M : Momento flector [N-mm].

F : Fuerza aplicada [N].

r : Distancia perpendicular el eje de giro [mm].

Luego se calcula el momento flector reemplazando los valores:

$$M = 4,82 \text{ N} * 135 \text{ mm}$$

$$M = 650,70 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo por flexión al que estará sometido el carro de desplazamiento en función del espesor (h), se obtiene de la Ec. 3.3.

$$\sigma_F = \frac{650,70}{\frac{30 * h^2}{6}}$$

$$\sigma_F = \frac{3904,2}{30 * h^2}$$

El estado de esfuerzo de los puntos críticos es biaxial con un esfuerzo cortante por flexión y un esfuerzo normal por compresión; por lo tanto, puede

aplicarse la Ec. 3.6 reemplazando los valores correspondientes. El material seleccionado para su construcción es acero ASTM A-36 ($S_y=250$ MPa), y un factor de seguridad de 3 (Mott, 2006, pág. 185).

$$\left(\frac{11,03}{250 * (30 * h)} + \frac{3904,2}{250 * (30 * h^2)}\right)^2 + \left(\frac{0}{0,577(250)}\right)^2 = \left(\frac{1}{3}\right)^2$$

Sintetizando la ecuación anterior se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{h^4}{9} - (2,1628 * 10^{-4}) * h^2 - (15,311 * 10^{-3}) * h - (27,098 * 10^{-2}) = 0$$

Al despejar la variable (h) correspondiente a la altura de la sección transversal del perfil angular, se tiene:

$$h = 1,27 \text{ mm}$$

En virtud del resultado obtenido se aproxima al espesor de 1,3 mm. Para comprobar el diseño se realiza el cálculo de los esfuerzos generados, en base al espesor especificado anteriormente, reemplazando en la Ec.3.1 y Ec. 3.3, el esfuerzo por compresión al que estará sometido el carro de desplazamiento será:

$$\sigma = \frac{11,03 \text{ N}}{30 \text{ mm} * 1,3 \text{ mm}}$$

$$\sigma = 0,28 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal por flexión que estará sometido el carro de desplazamiento será:

$$\sigma_F = \frac{650,70 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\frac{30 \text{ mm} * (1,3 \text{ mm})^2}{6}}$$

$$\sigma_F = 77,01 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$\left(\frac{0,28 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}} + \frac{77,01 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}\right)^2 = \left(\frac{1}{N}\right)^2$$

$$N = 3,23$$

Con este factor de seguridad se comprueba que el diseño del carro de desplazamiento realizado en acero ASTM A-36, está sobredimensionado. Por otro lado, debido a la disponibilidad comercial de platinas de 4 mm de espesor se selecciona estas para la construcción de la estructura.

Para comprobar los resultados obtenidos, se realizó el análisis estático mediante SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo para el diseño del carro de desplazamiento de $N=3,48$ como se aprecia en la Figura 3.41, valor igual al obtenido mediante cálculos comprobando de esta manera el diseño.

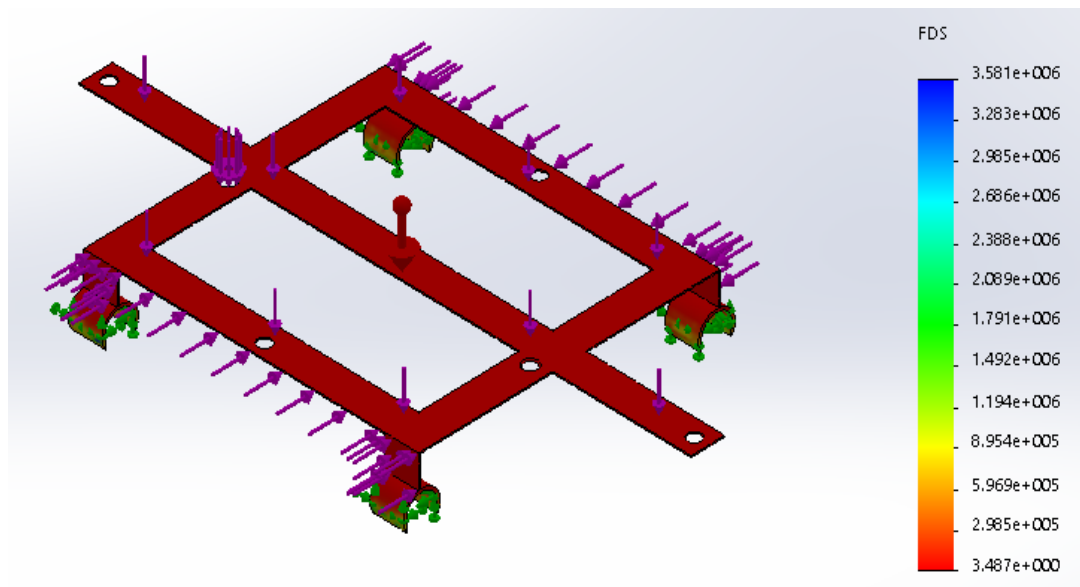


Figura 3.41 Factor de seguridad para el carro de desplazamiento.

c. Diseño y análisis de esfuerzos: ejes guías.

Los ejes guías son los soportes sobre los cuales se deslizan los rodamientos lineales que conducen al carro de desplazamiento, las dimensiones depende de la distancia que recorre la bandeja al momento de desplazarse desde el punto de partida hasta el módulo de siembra y de regreso para ser retirada por el operador. En la Figura 3.42 se indica la longitud de construcción de los ejes en 1.050 mm.

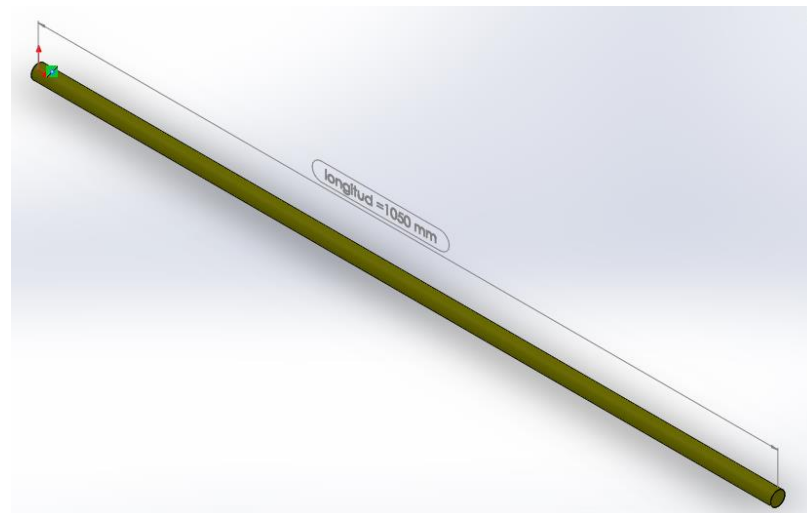


Figura 3.42 Eje guía del sistema de transporte.

Para el análisis de esfuerzos en los dos ejes guías, se tomará en cuenta el diseño mostrado en la Figura 3.43, en el cual se observa como una carga normal se aplica a un sistema horizontal de guías; donde la expresión “L” hace referencia a la fuerza total ejercida por las cargas.

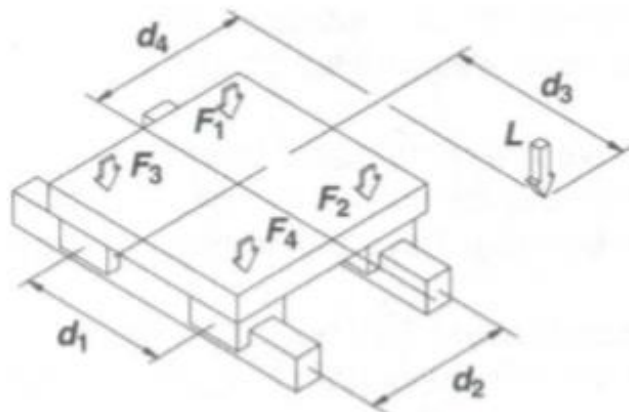


Figura 3.43 Traslación horizontal con carga normal.

Fuente: (Defaz & Vargas, 2013).

Las cargas F_1 , F_2 , F_3 y F_4 son calculadas utilizando las ecuaciones: Ec. 3.29, Ec. 3.30, Ec.3.31 y Ec. 3.32. Estas ecuaciones también se aplican cuando la carga está actuando dentro de la plataforma, como es el caso particular que se analiza y por tanto las distancias d_3 y d_4 se igualan a cero. Es importante considerar la orientación de la carga aplicada con respecto al sistema de guías, ya que las ecuaciones pueden usarse aun cuando la orientación de la carga no es horizontal.

$$F_1 = \frac{L}{4} - \frac{L}{2} * \left(\frac{d_3}{d_1} + \frac{d_4}{d_2} \right) \quad \text{Ec. 3.29}$$

$$F_2 = \frac{L}{4} + \frac{L}{2} * \left(\frac{d_3}{d_1} - \frac{d_4}{d_2} \right) \quad \text{Ec. 3.30}$$

$$F_3 = \frac{L}{4} - \frac{L}{2} * \left(\frac{d_3}{d_1} - \frac{d_4}{d_2} \right) \quad \text{Ec. 3.31}$$

$$F_4 = \frac{L}{4} + \frac{L}{2} * \left(\frac{d_3}{d_1} + \frac{d_4}{d_2} \right) \quad \text{Ec. 3.32}$$

Reemplazando los valores de $L = 79,50 \text{ N}$ que se obtiene de la sumatoria de cargas de la Tabla 3.8 (valor de $63,42 \text{ N}$) y a esto añadiendo el peso ejercido por el carro de desplazamiento ($16,07 \text{ N}$). Las distancias $d_1 = 270 \text{ mm}$ y $d_2 = 264 \text{ mm}$ que se detallan en el ANEXO D-3.

$$F_1 = \frac{79,50}{4} - \frac{79,50}{2} * \left(\frac{0}{270} + \frac{0}{264} \right) = 19,88 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{79,50}{4} + \frac{79,50}{2} * \left(\frac{0}{270} - \frac{0}{264} \right) = 19,88 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{79,50}{4} - \frac{79,50}{2} * \left(\frac{0}{270} - \frac{0}{264} \right) = 19,88 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{79,50}{4} + \frac{79,50}{2} * \left(\frac{0}{270} + \frac{0}{264} \right) = 19,88 \text{ N}$$

Basándose en que el sistema para el transporte de bandejas tiene dos ejes guías de iguales características y dimensiones, se considerará las mismas fuerzas, F_1 , F_2 , F_3 , F_4 en el análisis de esfuerzos.

Para realizar el análisis se toman en cuenta los valores de las fuerzas F_1 y F_2 , así como, las distancias $L_1 = 270 \text{ mm}$ y $L_T = 1050 \text{ mm}$. La disposición de la fuerza F en los puntos B y C como se observa en la Figura 3.44 se da tomando en cuenta que en la mitad de los ejes guías se concentrará el mayor esfuerzo. Para el cálculo del diámetro de los ejes guías se tomará el momento

flector máximo de la estructura, considerando al eje como una viga con un apoyo simple en cada extremo.

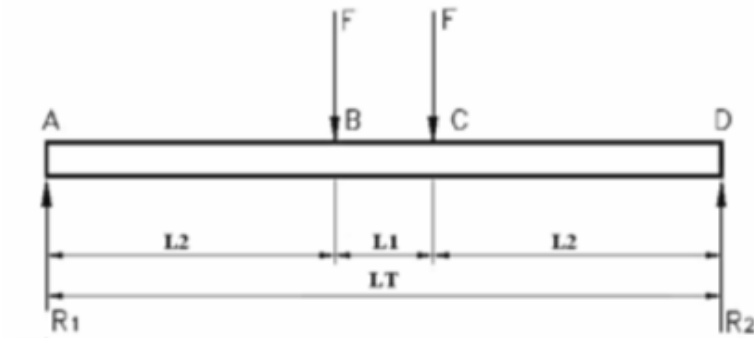


Figura 3.44 Ubicación de fuerzas en el eje guía.

Fuente: (Defaz & Vargas, 2013).

El valor de “L2” se calcula mediante una operación matemática de la siguiente manera:

$$L2 = \frac{LT - L1}{2}$$

$$L2 = \frac{1050 \text{ mm} - 270 \text{ mm}}{2}$$

$$L2 = 390 \text{ mm}$$

En la Figura 3.45 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje guía sometido a 2 cargas por flexión de 19,88 N cada una. Mientras que en la Figura 3.46 y Figura 3.47 se pueden observar las fuerzas cortantes y momentos flectores, respectivamente, a las que está sometido el eje guía para el sistema de transporte de bandejas.

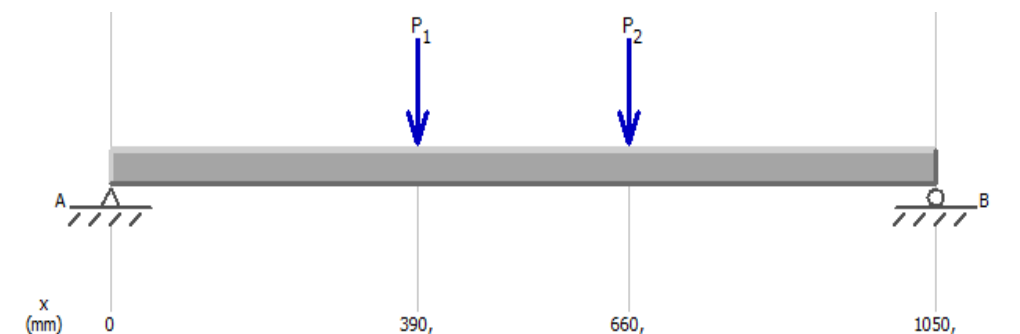


Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre del eje guía.

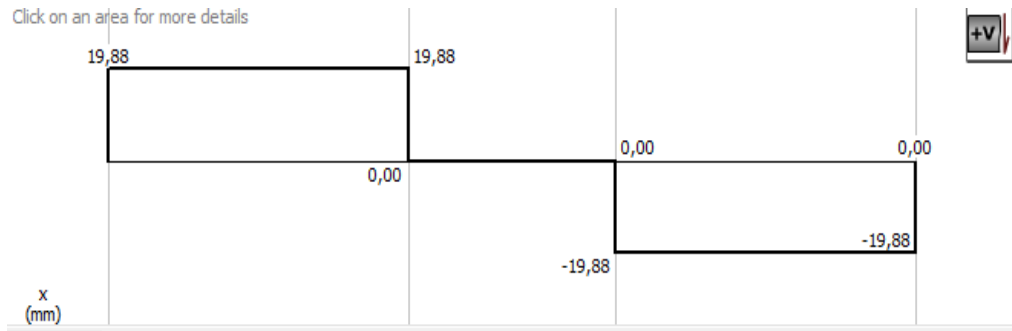


Figura 3.46 Diagrama de fuerzas cortantes en el eje guía.

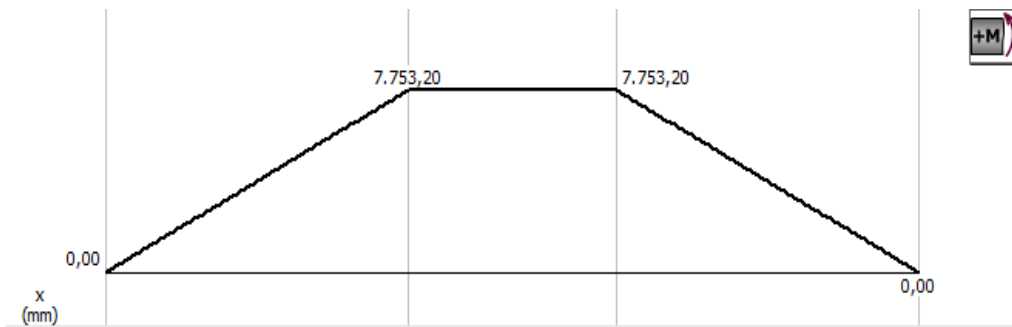


Figura 3.47 Diagrama de momentos flectores en el eje guía.

Para el diseño se considera un factor de seguridad de 3 (Mott, 2006, pág. 185), el material seleccionado para su construcción es acero AISI 316 con resistencia de fluencia $S_y=207$ MPa. (Mott, 2006, págs. A-12). Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo normal de diseño aplicando la Ec. 3.2.

El esfuerzo de diseño resultante es:

$$\sigma_D = \frac{207 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_D = 69 \text{ MPa}$$

En la Figura 3.47 se observa que el momento crítico es de 7.753 N-mm. Para el cálculo del diámetro de la sección transversal del eje guía cilíndrico se emplea la Ec. 3.33, que se obtiene despejando el diámetro de la Ec. 3.3 y en base al módulo de sección circular (Mott, 2006, págs. A-1).

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{max}}{\pi * \sigma_D}} \quad \text{Ec. 3.33}$$

En donde,

M_{max} : Momento flector máximo [N-mm].

σ_D : Esfuerzo normal de diseño [MPa].

d: Diámetro de la sección transversal circular [mm].

Por lo tanto el resultado del cálculo del diámetro es:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 7.753 \text{ N} \cdot \text{mm}^3}{\pi * 69 \text{ N}}}$$

$$d = 10,46 \text{ mm}$$

Con el resultado calculado se establece un diámetro de 11 mm. Para comprobar el diseño se realiza el cálculo del esfuerzo normal por flexión, en base al diámetro especificado anteriormente. El módulo de sección es:

$$S_x = \frac{\pi * (11 \text{ mm})^3}{32}$$

$$S_x = 130,67 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo al que estará sometida el eje guía cilíndrico (Ec 3.3) será:

$$\sigma = \frac{7.753 \text{ N} \cdot \text{mm}}{130,67 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 59,33 \text{ MPa}$$

Despejando el factor de seguridad de la Ec. 3.2, se obtiene:

$$N = \frac{207 \text{ MPa}}{59,33 \text{ MPa}}$$

$$N = 3,48$$

Se determina que con un eje de 11 mm el diseño se encuentra bien realizado, pero debido a los ejes disponibles en el mercado para la construcción se selecciona un eje guía de 20 mm. Para comprobar los resultados obtenidos, se realizó el análisis estático mediante el software de

diseño mecánico SolidWorks, mismo que determinó un factor de seguridad mínimo para el eje guía de $N=3,61$ como se detalla en la Figura 3.48, valor igual al obtenido mediante cálculos comprobando de esta manera el diseño.

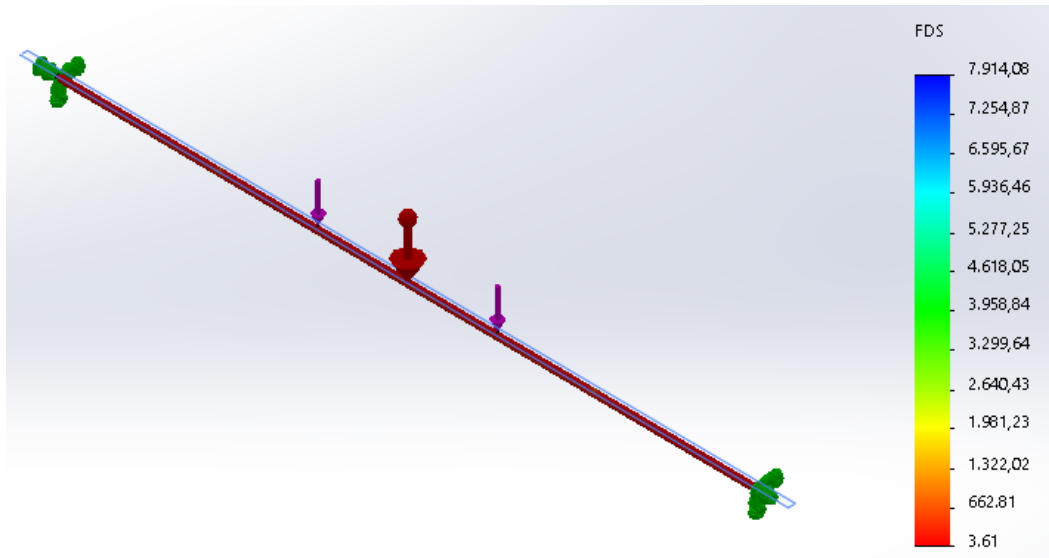


Figura 3.48 Factor de seguridad para el eje guía.

d. Diseño y análisis de esfuerzos: piñón-cremallera.

Como se indica en la Sección 2.5.3, el mecanismo seleccionado para el transporte de bandejas es piñón-cremallera, el cual permite convertir el movimiento giratorio del motor (piñón) en un movimiento lineal de la cremallera y así poder movilizar la bandeja. En la Figura 3.49 se observa el conjunto piñón-cremallera obtenido mediante modelamiento en el software SolidWorks, la longitud útil de la cremallera es de 710 mm.

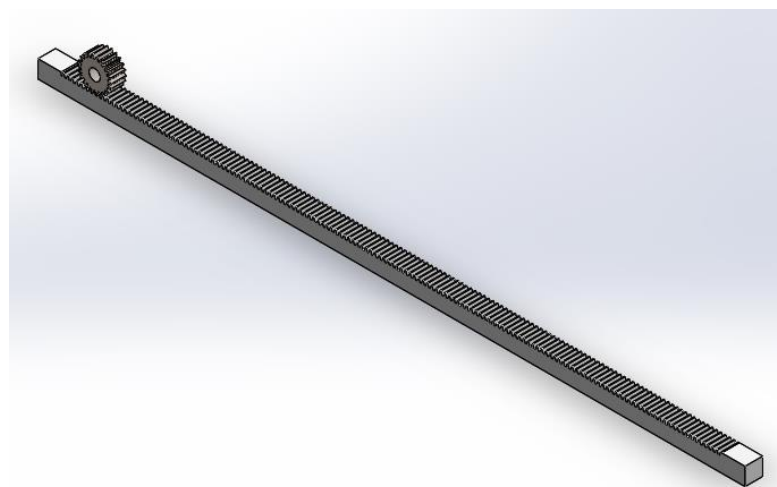


Figura 3.49 Mecanismo piñón-cremallera para transporte de bandejas.

Se inicia con el análisis cinemático del engranaje o piñón que estará acoplado al eje del actuador eléctrico. La velocidad máxima de giro del motor es de 11,6 rpm, así también en la Sección 3.2.2 se indica como parámetro de diseño la velocidad lineal de la bandeja en $0,02 \text{ m/s}$ con estos datos y usando la Ec. 3.34 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 687) se determina el diámetro primitivo del engrane.

$$D_p = \frac{2 * V}{\omega} \quad \text{Ec. 3.34}$$

Donde,

V: Velocidad de la línea de paso [m/s].

D_p : Diámetro primitivo del engrane [m].

ω : Velocidad angular del engrane [rad/s] ($1 \text{ rpm} = \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ seg}}$).

Reemplazando datos en el Ec. 3.34 se obtiene:

$$D_p = \frac{2 * 0,02 \text{ m/s}}{1,215 \text{ rad/s}}$$

$$D_p = 0,0329 \text{ m} = 32,9 \text{ mm}$$

Para garantizar que la velocidad de la línea de paso no estará al límite inferior se aproxima el valor del diámetro primitivo a 33 mm.

Con el valor del diámetro primitivo y en base a lo detallado en el ANEXO A-8 para módulos y pasos diametrales normalizados y según lo expuesto por (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 667), el número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° para acoplarse eficazmente con la cremallera. Por lo cual se selecciona el módulo 1,5 mm para el diseño del piñón, ya que se lo encuentra comercialmente en el mercado nacional.

Para el cálculo del número de dientes del piñón se utiliza la Ec. 3.35 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 656).

$$z = \frac{D_p}{m} \quad \text{Ec. 3.35}$$

Donde,

z : Número de dientes del piñón.

m : Módulo [mm].

Entonces,

$$z = \frac{33 \text{ mm}}{1,5 \text{ mm}}$$

$$z = 22$$

El número de dientes para el piñón es de 22, con lo cual se cumple las especificaciones de diseño. Con el valor del módulo, se calcula también el paso circular mediante la Ec. 3.36 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 656).

$$P_c = \pi * m \quad \text{Ec. 3.36}$$

Luego,

$$P_c = \pi * 1,5 \text{ mm}$$

$$P_c = 4,712 \text{ mm}$$

Según (Budynas & Nisbett, 2008), como regla general los engranes rectos deben tener el ancho de la cara de tres a cinco veces el paso circular, por lo cual se selecciona un ancho de cara de 16 mm. La altura del diente se calcula a partir de la Ec. 3.37.

$$h = 2,25 * m \quad \text{Ec. 3.37}$$

Así se tiene:

$$h = 2,25 * 1,5 \text{ mm}$$

$$h = 3,38 \text{ mm}$$

Con los valores calculados se obtiene los parámetros necesarios para fabricar el piñón como se resume en la Tabla 3.9. Para la construcción de la cremallera, que es un engranaje de radio infinito, se usa los datos calculados para el piñón, ya que por regla general para que dos ruedas dentadas engranen, el paso circular y el módulo, tienen que ser los mismos. Sus dimensiones y características se detallan ampliamente en el ANEXO D-6 y ANEXO D-7.

Tabla 3.9

Parámetros de construcción piñón-cremallera.

	Piñón	Cremallera
Módulo	1,5 mm	1,5 mm
Paso circular	4,71 mm	4,71 mm
Altura del diente	3,4 mm	3,4 mm
Ancho de cara	16 mm	16 mm
Ángulo de presión	20°	20°
Diámetro primitivo	33 mm	N/A
Longitud	N/A	710 mm

Luego de realizar las especificaciones geométricas y el dimensionamiento del mecanismo piñón-cremallera según los requisitos de diseño, se procede al análisis dinámico del sistema de transporte de bandejas para esto se analiza el diagrama de cuerpo libre expuesto en el Figura 3.50 del cual se deduce la Ec. 3.38 que permite determinar la fuerza requerida para generar el movimiento.

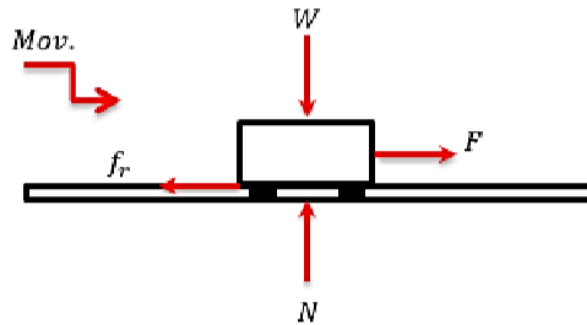


Figura 3.50 Diagrama de cuerpo libre sistema de transporte.

Fuente: (Chancusi & Navarrete, 2014).

Previamente en la Sección 3.5.3 se determinó el peso total de la carga a transportar incluyendo las estructuras de apoyo en: 79,50 N. Así también en la Sección 3.2.2 se indica como parámetros de diseño la velocidad lineal de la bandeja de 0,020 m/s y la distancia máxima recorrida de 0,71 metros. Con los datos recopilados se reemplaza en la Ec. 3.38 (Chancusi & Navarrete, 2014, pág. 90).

$$F_{tang} = N * \left(\frac{v^2}{2 * d * g} + \mu_k \right) \quad \text{Ec. 3.38}$$

Donde,

F_{tang} : Fuerza requerida para el movimiento [N]

v : Velocidad lineal de la bandeja [m/s].

μ_k : Factor de fricción entre el rodamiento y el eje de acero.

d : Distancia recorrida por la cremallera [m].

N : Fuerza normal al eje [N].

g : Aceleración terrestre o gravedad, equivalente a $[9,81 m/s^2]$.

El coeficiente de fricción para las guías de acero que se deslizan en los rodamientos de acero es $\mu_k = 0,18$ (Cardona & Clos, 2001, pág. 167). Al reemplazar datos se obtiene lo siguiente:

$$F_{tang} = 79,50 \text{ N} * \left[\frac{(0,020 \text{ m/s})^2}{2 * 0,71 \text{ m} * 9,81 \text{ m/s}^2} + (0,18) \right]$$

$$F_{tang} = 14,31 \text{ N}$$

Para con este cálculo obtener el valor de 14,31 N para la fuerza tangencial que soportará el piñón (engranaje) para poder deslizar la bandeja y sus estructuras de apoyo a lo largo de los ejes guías, pero esta carga no es la de mayor influencia en el piñón, sino la ejercida por el torque del actuador eléctrico, cuyo valor es de 4 N-m. Para el cálculo de la fuerza tangencial del motor se emplea el principio de momento dinámico que se expresa en términos de engranajes en la Ec. 3.39.

$$W^t = \frac{2 * T}{D_p} \quad \text{Ec. 3.39}$$

Donde,

T : Torque ejercido por el motor [N-m].

W^t : Componente tangencial de la fuerza [N].

D_p : Diámetro primitivo del piñón [m].

Entonces:

$$W^t = \frac{2 * 4 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,033 \text{ m}}$$

$$W^t = 242,42 \text{ N}$$

Una vez realizado el análisis cinemático y dinámico del mecanismo piñón-cremallera, es necesario comprobar que el diseño soportará las cargas que se aplican durante el funcionamiento de la máquina. Por tanto se realiza el análisis de esfuerzos y resistencia a la flexión en los dientes del engranaje, para ello se recurre a la ecuación de flexión de Lewis Ec. 3.40 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 719), la cual se detalla a continuación:

$$\sigma_L = \frac{K_v * W^t}{F * m * Y} \quad \text{Ec. 3.40}$$

Donde:

σ_L : Esfuerzo de flexión de Lewis [N-m].

K_v : Factor de velocidad.

W^t : Componente tangencial de la carga [N].

F : Ancho de la cara [mm].

m : Módulo [mm].

Y : Factor de forma de Lewis.

El factor de forma de Lewis (Y) para un engranaje de 22 dientes es de 0,331 adimensional, este dato se obtiene del ANEXO A-9. Mientras que el factor dinámico o de velocidad (K_v), se obtiene a partir de la ecuación de Barth, que se expresa en la Ec. 3.41 (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 719).

$$K_v = \frac{6,1 + V}{6,1} \quad \text{Ec. 3.41}$$

Donde:

K_v : Factor de velocidad perfil cortado o fresado.

V : Velocidad en la línea de paso [m/s].

Entonces:

$$K_v = \frac{6,1 + 0,017}{6,1}$$

$$K_v = 1,003$$

Reemplazando el valor de la Ec. 3.41 en la ecuación para el esfuerzo de flexión de Lewis en engranajes, se obtiene:

$$\sigma_L = \frac{1,003 * 242,42 N}{16 mm * 1,5 mm * 0,331}$$

$$\sigma_L = 30,61 MPa$$

El piñón y la cremallera se fabricarán en acero SAE 1045 laminado en caliente con módulo de resistencia a la fluencia $S_y=310 MPa$ (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 1020) para el diseño se considera un factor de seguridad de 3, con lo cual el esfuerzo normal de diseño queda de la siguiente manera:

$$\sigma_D = \frac{310 MPa}{3}$$

$$\sigma_D = 103,33 MPa$$

Luego se comparan los dos valores para determinar la factibilidad del diseño.

$$\sigma_L < \sigma_D$$

$$30,61 MPa < 103,33 MPa$$

Al comparar el resultado del esfuerzo de diseño con el esfuerzo de flexión de Lewis, se observa que el piñón cumple ampliamente los requerimientos de esfuerzo máximo para realizar el transporte de bandejas.

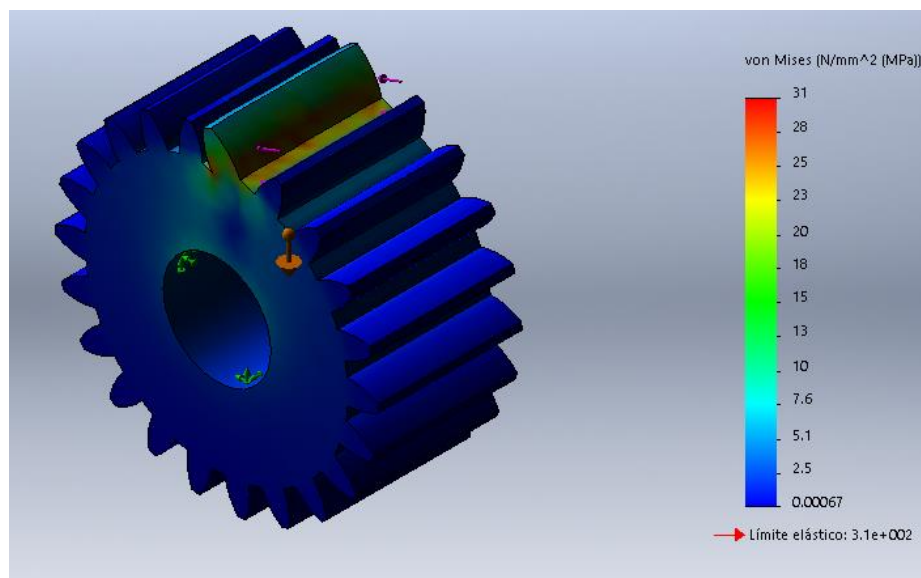


Figura 3.51 Factor de seguridad para el piñón.

Para comprobar los resultados obtenidos, se realiza el análisis estático mediante el software SolidWorks, mismo que determina un esfuerzo máximo de $\sigma=31$ MPa en el diente del piñón, como se puede apreciar en la Figura 3.51 valor similar al obtenido mediante cálculos, comprobando de esta manera la factibilidad del diseño.

3.3.7 Selección del motor para el sistema de transporte de bandejas.

Para determinar la potencia requerida por el sistema de transporte de bandejas se hace un análisis similar al de la Sección 3.3.4 partiendo de la Ec. 3.14 donde se requiere calcular el torque de aceleración y el torque resistivo del sistema.

El torque de aceleración requiere del perfil de aceleración, la distancia a mover la bandeja y la inercia de los elementos que conforman la estructura de transporte. En la Sección 3.2.2 se estableció la velocidad tangencial de la bandeja en $V_{tang} = 20 \text{ mm/s}$ y el desplazamiento entre cada siembra en $d = 25,4 \text{ mm}$. La inercia se calcula de forma individual con la Ec. 3.42 (Tipler & Mosca, 2005, pág. 255).

$$I = m * k^2 \qquad \text{Ec. 3.42}$$

Donde:

I : Momento de inercia reflejado en el eje del motor [$kg.m^2$]

m : Masa del cuerpo [kg].

k^2 : Distancia al eje de giro del motor [m].

Por otra parte la masa y la distancia desde el centro de masa (CM) de cada pieza que integra el sistema de transporte de bandejas hasta el eje del motor, se calcula con la ayuda del software SolidWorks, como se detalla más ampliamente en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10

Momentos de inercia reflejados en el eje del motor.

	Masa (gr)	Distancia del CM al Eje de Giro (mm)	Inercia reflejada (eje motor) (kg.m ²)
Porta bandeja	2.399	46	5,08 x 10 ⁻³
Carro de desplazamiento	1.637	22	7,92 x 10 ⁻⁴
Cremallera	1.967	18	6,37 x 10 ⁻⁴
Piñón	90	16,5	1,23 x 10 ⁻⁵
Sumatoria			6,521 x 10⁻³

Luego se emplea la Ec. 3.16 para determinar la inercia total durante la aceleración del motor, se utiliza el mismo valor de inercia para el motor y el reductor que en la Sección 3.3.4.

$$J_{total} = 120 \times 10^{-7} \text{kg.m}^2 + 6,521 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$$

$$J_{total} = 6,533 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2$$

La velocidad angular a la cual girará el eje del motor se determina a partir de la Ec. 3.34.

$$\omega = \frac{2 * 20 \text{ mm/s}}{33 \text{ mm}} * \frac{60}{2\pi}$$

$$\omega = 11,57 \text{ RPM}$$

El valor del torque de aceleración se calcula mediante la Ec. 3.15 quedando de la siguiente forma:

$$T_{acel} = 6,533 \times 10^{-3} \text{kg.m}^2 * \left(\frac{11,57 \text{ RPM}}{0,2 \text{ s}} * \frac{2\pi}{60} \right)$$

$$T_{acel} = 0,04 \text{ N.m}$$

El torque resistivo para movilizar la bandeja sobre los ejes guías se determina con la Ec. 3.18, previamente en la Sección 3.3.6 se realizó el análisis y cálculo de la fuerza tangencial requerida: $F_{tang} = 14,31 N$, esta fuerza se aplica en el diámetro primitivo del engrane $D_p = 33 mm$.

$$T_{resist} = 14,31 N * \left(\frac{0,033 m}{2}\right)$$

$$T_{resist} = 0,24 N.m$$

Reemplazando los valores calculados en la Ec. 3.14 se obtiene el torque total que requiere el motor.

$$T_{motor} = 0,04 N.m + 0,24 N.m$$

$$T_{motor} = 0,28 N.m$$

Ahora el factor de eficiencia mecánica para una cremallera es de aproximadamente 80% con lo cual el torque del motor será:

$$T_{motor} = \frac{0,28 N.m}{0,8}$$

$$T_{motor} = 0,35 N.m$$

Al valor calculado de 0,35 N-m se le aplica un factor de seguridad de $N=1,5$ con lo cual el valor de diseño para el torque del motor queda en 0,53 N-m, con esto se proceda a calcular la potencia del actuador eléctrico, para ello se emplea la Ec. 3.20.

$$P = \frac{0,53 N.m * 11,57 RPM * 2\pi}{60}$$

$$P = 0,64 W$$

Luego del análisis realizado se selecciona el mismo motor paso a paso de la línea Oriental Motor CMK de 20 Watts de potencia y par de retención de 4 N-m (ANEXO A-14) con lo cual el actuador eléctrico para el movimiento del sistema de transporte queda sobredimensionado.

3.3.8 Diseño y análisis de esfuerzos en la estructura de soporte.

a. Diseño estructural.

Como se puede observar en la Figura 3.52 la estructura de la máquina está formada por cuatro perfiles angulares, que dibujan un marco rectangular de soporte. En cada esquina se encuentra un recuadro interno que sirve para colocar y sostener los ejes guías, esto evita afectar la estructura externa, además que le confiere un mejor acabado estético al armazón. Por último se tiene dos soportes periféricos para colocación del motor que acciona la cremallera y otro para el gabinete eléctrico y de control. Los perfiles de acero ASTM A36 serán unidos mediante cordones de suelda, garantizando la rigidez y estabilidad estructural.

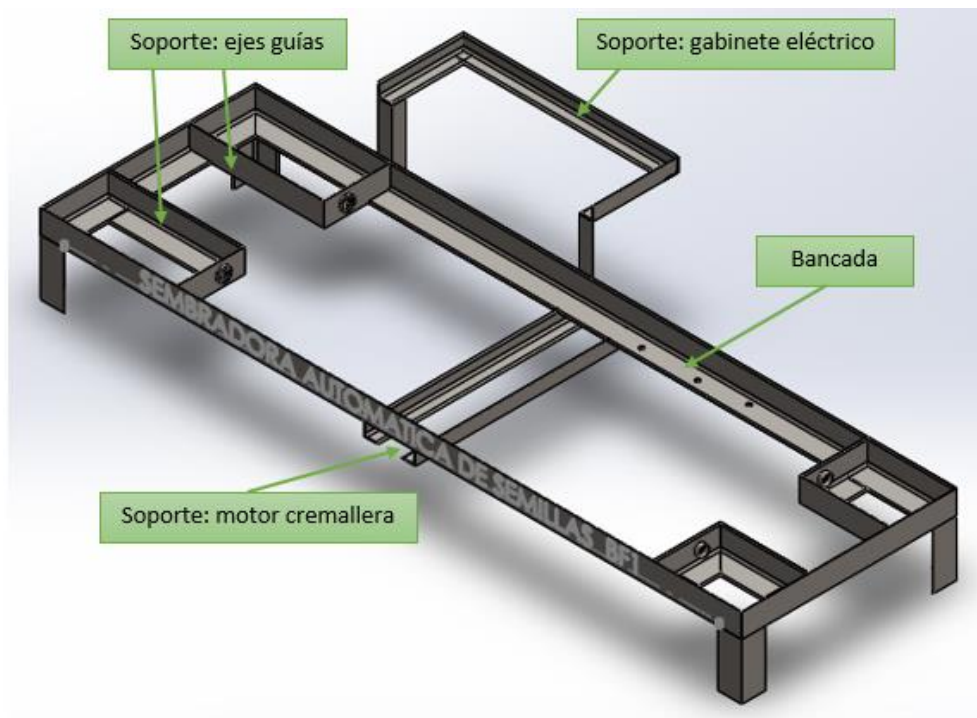


Figura 3.52 Estructura de soporte.

Para el análisis de esfuerzos en la estructura de soporte se revisa los componentes que ejercen presión sobre el conjunto, siendo estos los siguientes: el mecanismo completo de siembra, el sistema de transporte de bandejas y el gabinete eléctrico y de control. El valor de las cargas se detalla en la Tabla 3.11, así como, el tipo esfuerzo que ejercen sobre el bastidor; los valores de masa se obtienen con ayuda del software SolidWorks.

Tabla 3.11

Cargas en la estructura de soporte.

	Masa (m)	Fuerza (P=m*g)	Tipo de esfuerzo
Mecanismo de Siembra	20 kg	186,39 N	<i>Flexión</i>
Sistema de Transporte (incluye almácigo)	14 kg	137,34 N	<i>Flexión</i>
Gabinete Eléctrico y de Control	22 kg	215,82 N	<i>Flexión</i>
Motor y Piñón	1 kg	9,81 N	<i>Flexión</i>
Sumatoria		549,36 N	

b. Análisis de esfuerzos: soporte de gabinete eléctrico.

Está conformado por tres perfiles angulares que sostienen la parte inferior del gabinete, y estos a su vez se sujetan al bastidor mediante dos perfiles angulares que hacen de pilares. El punto de mayor riesgo se localiza en los pilares que estarán sometidos a flexión por acción del peso del gabinete. Para el cálculo del momento flector se utiliza la Ec. 3.28, dividiendo el peso del gabinete eléctrico (Tabla 3.11) entre los dos pilares y por la distancia perpendicular al perfil más alejado ($d=183$ mm), como se indica a continuación:

$$M_G = \frac{215,82 \text{ N}}{2} * 0,183 \text{ m}$$

$$M_G = 19,74 \text{ N.m}$$

Se selecciona el mismo tipo perfil angular en acero ASTM A-36 ($S_y=250$ MPa) que se analizó en la Sección 3.3.6 para el carro porta-bandejas, el cual tiene un módulo de sección de $0,67 \text{ cm}^3$. Aplicando un factor de seguridad de $N=3$ y reemplazando en la Ec. 3.2 y Ec. 3.3, se obtiene:

$$\sigma_{flex} < \sigma_D$$

$$\frac{19,74 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{670 \text{ mm}^3} < \frac{250 \text{ MPa}}{3}$$

$$29,46 \text{ MPa} < 83,33 \text{ MPa}$$

El valor obtenido para el esfuerzo por flexión en el carro es de 29,46 MPa, menor al esfuerzo normal de diseño que es de 83,33 MPa, confirmando que el perfil angular de 30mm x 30 mm y 3 mm de espesor es adecuado para la construcción del marco de soporte y pilares de sujeción del gabinete eléctrico.

En la Figura 3.53 se muestra el análisis de esfuerzos desarrollado en el software de diseño mecánico SolidWorks para la sección que soporta el gabinete, cuyo valor en la zona crítica es de 29,76 MPa con lo cual queda demostrado la factibilidad del diseño.

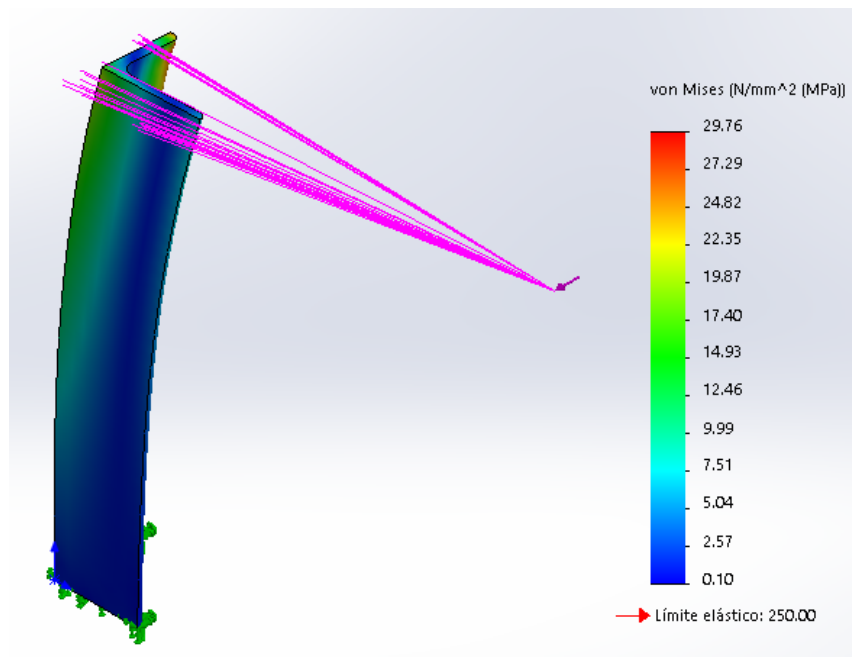


Figura 3.53 Tensión de Von Mises para el soporte de gabinete.

En la Figura 3.54 se muestra la cantidad de deformación que sufre el pilar, se conoce como la deflexión que tiene una viga al aplicarle una carga; la parte roja del elemento muestra donde será mayor la deformación como se observa en la gráfica la distancia máxima resultante en este elemento es 0,047 mm.

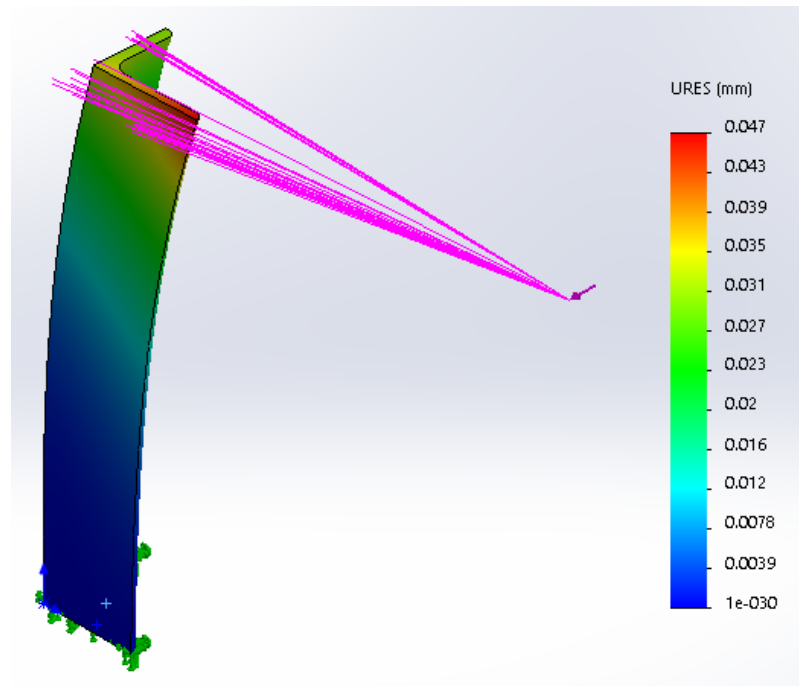


Figura 3.54 Deslizamiento estático para el soporte de gabiente.

Precisión moderada: $Y_{max} = 0,00001$ a $0,0005$ plg/plg o mm/mm de longitud de la viga (Defaz & Vargas, 2013, pág. 61).

$$Y_{max} = 0,0005 * 155 \text{ mm}$$

$$Y_{max} = 0,078 \text{ mm}$$

$$0,047 < 0,078$$

c. Análisis de esfuerzos: bastidor.

El bastidor soporta el peso combinado de todos los elementos que conforman la máquina sembradora de semillas sean estos mecánicos, eléctricos y neumáticos. Las cargas se aplican en lugares específicos de los perfiles angulares, siendo el de mayor concentración de esfuerzos el perfil posterior.

Los esfuerzos de flexión en este elemento resultan de la aplicación de cargas que se detalla en la Tabla 3.11. Como es una estructura rectangular las cargas se dividen de acuerdo a sus puntos de apoyo, como se detallan a continuación:

- El peso del mecanismo de siembra se divide en dos cargas iguales sobre los perfiles delantero y posterior.

$$W_{siembra} = \frac{186,39 \text{ N}}{2} = 93,2 \text{ N}$$

- El peso del sistema de transporte se reparte entre los cuatro perfiles que forman el bastidor.

$$W_{transporte} = \frac{137,34 \text{ N}}{4} = 34,33 \text{ N}$$

- El peso del gabinete eléctrico se aplica es su totalidad sobre el perfil posterior.

$$W_{gabinete} = 215,8 \text{ N}$$

- El peso del motor, base y piñón se divide en dos cargas iguales sobre los perfiles delantero y posterior.

$$W_{motor} = \frac{9,81 \text{ N}}{2} = 4,91 \text{ N}$$

La carga total que soporta el perfil angular posterior del bastidor se determina como la sumatoria de las cargas anteriores, entonces:

$$W_{total} = W_{siembra} + W_{transporte} + W_{gabinete} + W_{motor}$$

$$W_{total} = 93,2 \text{ N} + 34,33 \text{ N} + 215,8 \text{ N} + 4,91 \text{ N}$$

$$W_{total} = 348,24 \text{ N}$$

Para el análisis del perfil angular posterior se considera la fuerza de 348,24 N obtenida de la sumatoria de cargas. En base a esto se realiza el cálculo del espesor adecuado considerando al perfil como una viga en voladizo de 1500 mm con apoyos simples en sus extremos, como se observa en la Figura 3.55

Luego en la Figura 3.56 y Figura 3.57 se muestran las fuerzas cortantes y momentos flectores respectivamente, resultantes de la aplicación de la carga de 348,24 N sobre la viga.

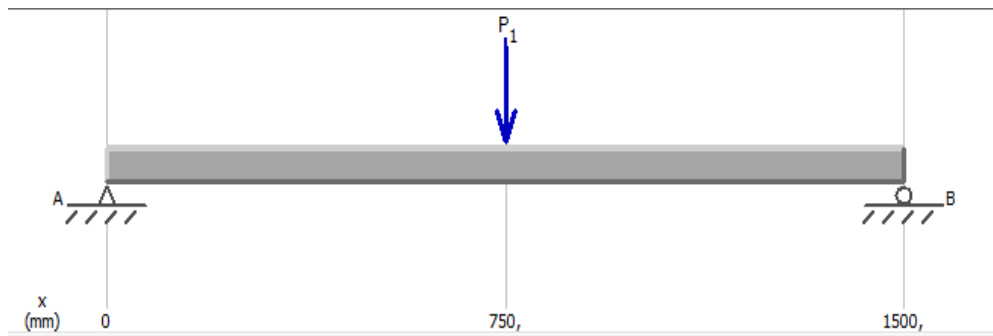


Figura 3.55 Diagrama de cuerpo libre del bastidor.

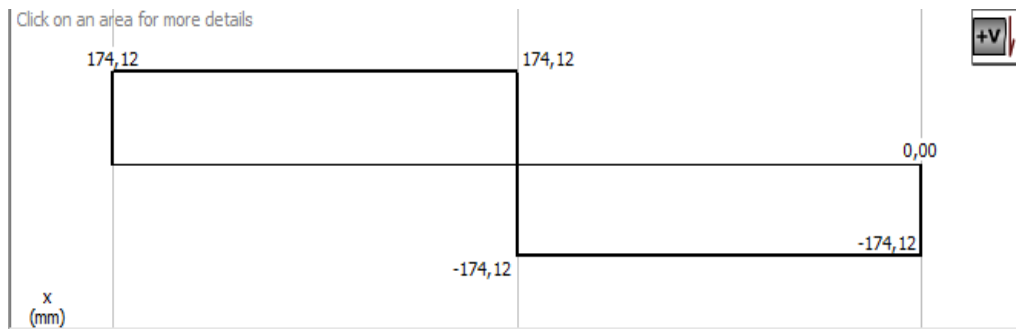


Figura 3.56 Diagrama de fuerzas cortantes en el bastidor.

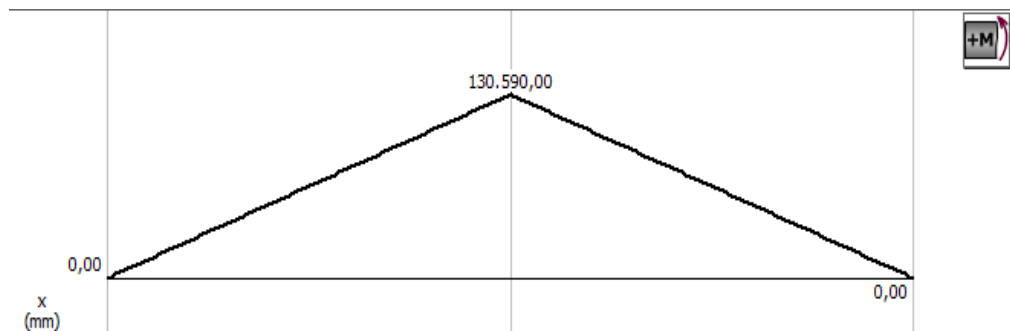


Figura 3.57 Diagrama de momentos flectores en el bastidor.

Según se observa en la Figura 3.57 el momento flector máximo es de 130,59 N-m; para el diseño se selecciona un perfil angular de 50 mm de ala y 5 mm de espesor, en acero ASTM A-36 ($S_y=250$ MPa). El perfil tiene un módulo de sección de $3,1 \text{ cm}^3$. (ANEXO A-11), para el diseño se considera un factor de seguridad de 3, con lo cual reemplazando valores en la Ec. 3.2 y Ec. 3.3 se obtiene:

$$\sigma_{flex} < \sigma_D$$

$$\frac{130,59 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{3100 \text{ mm}^3} < \frac{250 \text{ MPa}}{3}$$

$$42,13 \text{ MPa} < 83,33 \text{ MPa}$$

El valor obtenido para el esfuerzo por flexión en el perfil posterior del bastidor es de 42,13 MPa, menor al esfuerzo normal de diseño que es de 83,33 MPa, confirmando que el perfil angular de 50mm x 50 mm y 5 mm de espesor es adecuado para la construcción de la estructura de soporte de la máquina sembradora de semillas.

Mediante el software SolidWorks se analiza el diseño del perfil angular para determinar la tensión de Von Mises resultante la cual asigna un valor de 42.17 MPa como se muestra en la escala derecha de la Figura 3.58, valor similar al obtenido mediante cálculos con lo cual se garantiza la factibilidad del diseño realizado para el bastidor.

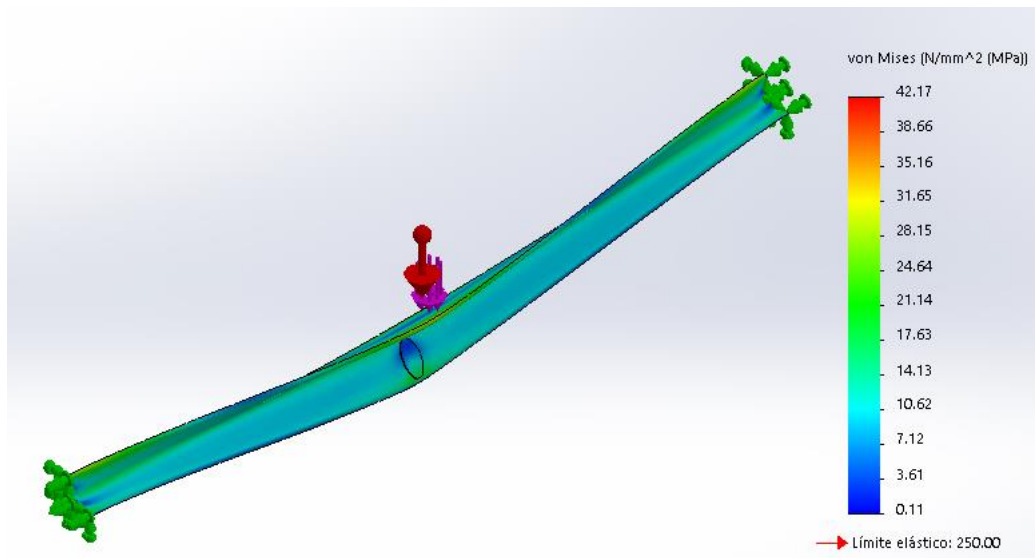


Figura 3.58 Tensión de Von Mises para el perfil del bastidor.

En la Figura 3.59 se muestra la cantidad de deformación que sufre la estructura, se conoce como la deflexión que tiene una viga al aplicarle una carga. En la parte roja de la escala correspondiente al perfil del bastidor se observa donde será mayor la deformación, la distancia máxima resultante obtenida con el software SolidWorks es de 1,03 mm, debido a que este valor no es elevado podrá ser despreciable y no afectara el correcto funcionamiento de la estructura.

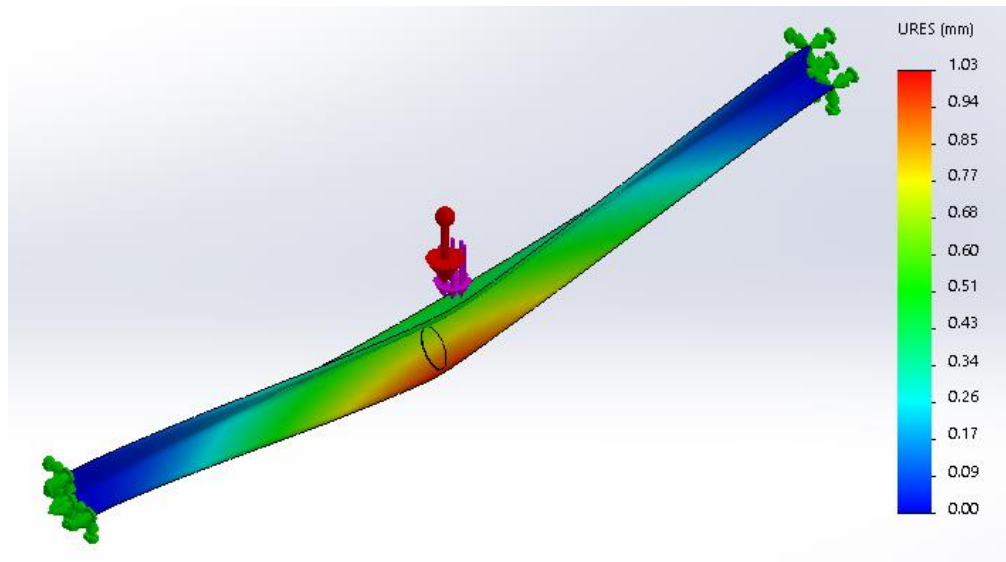


Figura 3.59 Deslizamiento estático en el perfil del bastidor.

3.4 Diseño neumático.

La máquina sembradora de semillas en bandejas consta de un sistema neumático, el cual permite recoger las semillas desde la unidad de almacenamiento y colocarlas en cada una de las cavidades del almácigo de manera simultánea en la misma fila; para cumplir esta función usa la fuerza de succión del generador de vacío, y la canaliza a través de las boquillas de dosificación que al entrar en contacto con las semillas, las mantienen suspendidas hasta que son depositadas en la bandeja por liberación de presión.

3.4.1 Diseño del circuito neumático.

El diseño del circuito neumático debe cumplir los siguientes parámetros: la regulación de presión en el generador de vacío y también en la línea soplado de las semillas; debe ser compacto y de bajo costo, al mismo tiempo que permita un control de activación automatizado.

El circuito neumático para el proceso de siembra de semillas en bandejas, está formado por los siguientes elementos:

- Generador de aire comprimido (compresor).
- Elementos de protección (Regulador de presión, filtro de aire comprimido).

- Elementos de control (Electroválvula).
- Elemento de transporte (Manguera flexible).
- Elementos de trabajo (Eyector para vacío).

El esquema neumático para la conexión del sistema, se detalla en el ANEXO C-1.

3.4.2 Diseño y selección del eyector de vacío.

a. Cálculo de la fuerza de succión.

Para determinar la fuerza requerida y mantener así suspendida las semillas durante el traslado hacia la bandeja de germinación, se debe considerar la masa promedio de cada semilla, el número de boquillas y la velocidad tangencial a la que se mueve el mecanismo de siembra. En la Sección 3.3.1 se realizó el diseño de las boquillas para la siembra de semillas de rábano, y en la Tabla 1.1 se indica el número de semillas por cada gramo.

$$m_{\text{rábano}} = \frac{1}{\text{Cantidad de semilla por gramo}}$$

$$m_{\text{rábano}} = \frac{1}{80}$$

$$m_{\text{rábano}} = 0,0125 \text{ gr}$$

Una vez calculada la masa de las semillas se procede a determinar la fuerza de retención de las boquillas de succión, fuerza que permitirá conocer si las puntas construidas para succionar las semillas desempeñan bien su función.

A continuación se calcula la fuerza de retención teórica de las puntas de succión, mediante la Ec. 3.43 (Microautomación, 2014).

$$F_{TH} = m * (g + a) * S \quad \text{Ec. 3.43}$$

Donde,

F_{TH} : Fuerza de retención teórica [N-m].

m : Masa de la semilla [kg].

g : Aceleración terrestre o gravedad, equivalente a $[9,81 \text{ m/s}^2]$.

a : Aceleración de la instalación $[m/s^2]$.

S : Factor de seguridad.

Para determinar la aceleración de la instalación se utiliza la Ec. 3.44 (Tipler & Mosca, 2005, pág. 263). En la Sección 3.3.3 durante el cálculo del torque de aceleración del motor se estableció que la aceleración del mecanismo de siembra es $2,37 \text{ rad/s}^2$; en virtud de lo cual se tiene:

$$a_{tang} = \alpha * R \quad \text{Ec. 3.44}$$

Donde,

a_{tang} : Aceleración tangencial del mecanismo de siembra $[m/s^2]$.

α : Aceleración angular del mecanismo de siembra $[rad/s^2 ;]$

R : Radio de giro del eslabón de entrada [m].

Entonces:

$$a_{tang} = 2,37 \text{ rad/s}^2 * 0,14 \text{ m}$$

$$a_{tang} = 0,332 \text{ m/s}^2$$

La fuerza de retención teórica para una semilla de rábano según la Ec. 3.43 y con un factor de seguridad de $N=2$, será:

$$F_{TH} = 1,25 \times 10^{-5} \text{ kg} * (9,81 + 0,332) \text{ m/s}^2 * 2$$

$$F_{TH} = 2,54 \times 10^{-4} \text{ N}$$

En el ANEXO A-12 tomado de (Smcetech, 2014, pág. 10) se detalla la fuerza de elevación o retención teórica máxima efectuada por una boquilla de 2 mm diámetro y presión de vacío -40 KPa, el valor que se asigna es de 0,13 N. Este valor es superior al obtenido mediante cálculos, lo que indica que las boquillas de succión cumplen con los requerimientos de diseño.

b. Cálculo de caudal de succión.

El siguiente parámetro para la selección del generador de vacío, es el caudal consumido desde el eyector hasta la boquilla de succión, para ello se requiere calcular el volumen de los componentes que integran la línea de transporte, siendo estos: las boquillas de succión, tubo de vacío y manguera flexible.

El volumen de las boquillas se calcula a partir del diámetro interno (2 mm) y su longitud (31 mm).

$$V_{boquilla} = \frac{\pi * D^2}{4} * L$$

$$V_{boquilla} = \frac{\pi * (2 \text{ mm})^2}{4} * 31 \text{ mm}$$

$$V_{boquilla} = 97,4 \text{ mm}^3$$

Al ser 11 boquillas el volumen total será:

$$V_{boquillas} = 11 * 97,4 \text{ mm}^3$$

$$V_{boquillas} = 1.071,4 \text{ mm}^3$$

El volumen del tubo de vacío se calcula a partir de la sección interna y la longitud del mismo.

$$V_{tubo} = b * h * L$$

$$V_{tubo} = 22,8 \text{ mm} * 15,9 \text{ mm} * 270 \text{ mm}$$

$$V_{tubo} = 97.880,4 \text{ mm}^3$$

El volumen de la manguera flexible se calcula a partir de su diámetro interno que es de 3,5 mm y la longitud desde la salida del eyector hasta el tubo de vacío que suma 1200 mm.

$$V_{manguera} = \frac{\pi * D^2}{4} * L$$

$$V_{manguera} = \frac{\pi * (3,5 \text{ mm})^2}{4} * 1200 \text{ mm}$$

$$V_{manguera} = 11.545,4 \text{ mm}^3$$

El volumen total entonces estará dado por:

$$V_{total} = V_{boquillas} + V_{tubo} + V_{manguera}$$

$$V_{total} = 1.071,4 \text{ mm}^3 + 97.880,4 \text{ mm}^3 + 11.545,4 \text{ mm}^3$$

$$V_{total} = 110.497,2 \text{ mm}^3$$

Realizando la conversión de unidades el volumen total en litros es: 0,1105. Para el cálculo del caudal promedio de succión requerido por el eyector se usa la Ec. 3.45 (Smcetech, 2014, pág. 14), el tiempo para alcanzar la presión de vacío es de 300 ms.

$$Q = \frac{V * 60}{T} \quad \text{Ec. 3.45}$$

Donde,

Q : Caudal promedio de succión [L/min].

V : Capacidad de conexionado desde el eyector hasta la ventosa [L].

T : Tiempo necesario para alcanzar el 63% de la presión de vacío final [seg].

Entonces:

$$Q = \frac{0,1105 \text{ L} * 60}{0,3 \text{ seg}}$$

$$Q = 22,1 \text{ L/min}$$

Para el cálculo del caudal máximo de succión se utiliza la Ec. 3.46 (Smcetech, 2014).

$$Q_{m\acute{a}x} = 3 * Q \quad \text{Ec. 3.46}$$

Entonces el caudal en el eyector de vacío será:

$$Q_{m\acute{a}x} = 3 * 22,1 \text{ L/min}$$

$$Q_{m\acute{a}x} = 66,3 \text{ L/min}$$

c. Selección del eyector de vacío.

El eyector seleccionado tiene un diámetro de boquilla de 2 mm y un caudal de succión de 80 L/min lo que garantiza que el vacío para la retención de las semillas está acorde a los parámetros calculados. El rango de presiones del eyector de vacío se encuentra entre los 100 KPa y 600 KPa, por lo que se requiere de un compresor industrial para su alimentación. Las características adicionales del eyector se detallan en el ANEXO A-13.

3.4.3 Diseño y selección del compresor neumático.

El compresor debe suministrar el aire suficiente para que la máquina opere correctamente durante el proceso de siembra de las semillas. Para el análisis se establecen parámetros de presión y caudal que debe mantener el compresor para la activación del generador de vacío. El cálculo del volumen de acumulación del depósito se lo realiza mediante la Ec. 3.47 (Rodríguez, Diseño de sistemas de aire comprimido , 2013).

$$V = \frac{T * C * P_{atm}}{P_1 - P_2} \quad \text{Ec. 3.47}$$

Donde,

V: Volumen del depósito de acumulación [L].

P_{atm} : Presión atmosférica [KPa].

P_1 : Presión máxima alcanzada en el interior del depósito [KPa].

P_2 : Presión mínima alcanzada en el interior del depósito [KPa].

C : Consumo de aire del generador de vacío [L/min].

T : Tiempo entre arranques consecutivos del compresor [min].

La presión máxima y mínima a la que opera el generador de vacío es 100 KPa y 600 KPa respectivamente; el caudal consumido es de 80 L/min. La presión atmosférica tiene un valor normalizado de 100 Kpa y el número máximo de arranques por hora es de 8, es decir cada 7,5 minutos. Por lo que la Ec. 3.47 queda de la siguiente manera:

$$V = \frac{7,5 \text{ min} * 80 \text{ L/min} * 100 \text{ KPa}}{600 \text{ KPa} - 100 \text{ KPa}}$$

$$V = 120 \text{ L}$$

En base a los datos recopilados se selecciona un compresor con un tanque de almacenamiento de 120 litros, 3 HP de potencia nominal, y flujo de caudal de 246 litros, lo que asegura un correcto funcionamiento del equipo.

3.4.4 Selección de la electroválvula.

Se utilizará una válvula neumática 5/2, la cual dispone de cinco orificios y dos posiciones de control como se muestra en el diagrama de la Figura 3.60. En la posición 1 la línea del eyector de vacío estará abierta permitiendo la succión de la semilla desde el almacenador. Luego en la posición 2 la línea del eyector se cierra y permite el paso del aire comprimido que expulsa la semilla desde la boquilla hacia el almácigo.

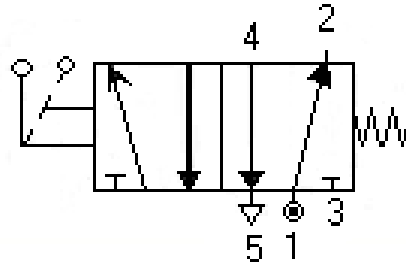


Figura 3.60 Esquema electroválvula neumática 5/2.

Fuente: (Ferrán, 2013).

La válvula se acciona por un solenoide a 24 voltios DC, las líneas de alimentación se conectan al módulo de relés, que a su vez recibe las señales del controlador, Arduino Mega, según los parámetros establecidos en la programación.

3.4.5 Selección de la unidad de mantenimiento.

La unidad de mantenimiento está compuesta por un regulador de presión y filtro separador de aceite de 7-120 psi. La línea de aire comprimido que viene del compresor debe ser regulada y filtrada antes de ingresar al eyector de vacío, de esta manera se regula el rango de presión según las especificaciones del fabricante (14.5 a 87 psi), además que permite calibrar manualmente la fuerza de succión en las boquillas de dosificación.

Adicionalmente se coloca un segundo regulador de presión sin filtro de 7-120 psi, colocado a la salida de la electroválvula, esto permite que al momento de cambiar de posición por acción del solenoide, el rango de presión que se envía para expulsar las semillas sea muy bajo (menos de 10 psi), evitando que las semillas reboten en el sustrato al momento de la siembra.

3.4.6 Selección de manguera.

Las conexiones entre el regulador de presión, eyector de vacío, válvula de conmutación y boquillas de dosificación que integran el sistema de succión de semillas se realizará mediante manguera de poliuretano de 6 mm de diámetro, la cual es usada para instalaciones de aire comprimido. Los acoples son racores rápidos también de 6 mm los cuales serán ubicados a la entrada y salida de cada dispositivo.

3.5 Diseño eléctrico y electrónico.

Los elementos eléctricos y electrónicos que componen el diseño de la máquina sembradora de semillas en bandejas se detallan en esta sección.

3.5.1 Actuadores Eléctricos.

En la Sección 2.10.3 se analizó y seleccionó los motores paso a paso como elementos accionadores del mecanismo de siembra y del sistema de transporte de bandejas. Posteriormente en la Sección 3.3.4 se definió las características de torque y velocidad a las que debe operar el motor, para así cumplir los parámetros de funcionamiento de la máquina.

Los motores PaP poseen adicionalmente cajas reductoras para elevar sus prestaciones de torque y suavizar las cargas de arranque y paro en el eje del motor. Así también poseen driver propios diseñados para asegurar un óptimo desempeño de los actuadores. En la Tabla 3.12 se detallan las características de los motores paso a paso de la marca Oriental Motor serie CMK.

Tabla 3.12

Especificaciones técnicas Oriental Motor CMK.

Especificaciones	Motor 1: Mecanismo de Siembra	Motor 2: Transporte de Bandejas
Fabricante	Oriental Motor	Oriental Motor
Tipo de conexión	Unipolar (2 Fases)	Unipolar (2 Fases)
Par de mantenimiento	4 N-m	4 N-m
Potencia	20 W	20 W
Fuente de alimentación	24 VDC	24 VDC
Corriente por fase	2 A	2 A
Ángulo de paso básico	0,05°	0,05°
Rango de velocidad permitida	0 – 60 RPM	0 – 60 RPM

CONTINÚA 

Caja reductora	36:1 (engranes rectos)	36:1 (engranes rectos)
Inercia de rotor	120 x10 ⁻⁷ kg.m ²	120 x10 ⁻⁷ kg.m ²
Aislamiento	Clase B	Clase B
Exactitud posición de parada	±0.05°	±0.05°
Driver	CMD2120P	CMD2120P

a. Cálculo de la frecuencia de operación.

El control del desplazamiento y la velocidad de los motores requieren que se envíen pulsos a diferentes frecuencias hacia el driver. Los pulsos se envían mediante señales PWM desde la tarjeta controladora, a frecuencias que varían dependiendo de la velocidad requerida.

Para determinar las frecuencias de operación de un motor en función de su velocidad, se utiliza la Ec. 3.48 (Senner, 1994, pág. 127).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} [Hz] \quad \text{Ec. 3.48}$$

La Ec. 3.48 se aplica únicamente cuando el eje del motor realiza un giro de 360° en un solo paso o periodo, esto no se cumple para motores PaP los cuales se mueven un determinado número de pasos para completar una revolución; haciendo necesario la inserción de un factor según el número de pasos por revolución (θ_{paso}) que se desplaza el eje del motor. Realizando la conversión respectiva para trabajar con la velocidad en RPM, la fórmula para la frecuencia de un motor PaP entonces quedaría de la siguiente manera:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} * \theta_{paso} * \frac{2\pi}{60}$$

$$f = \frac{\omega * \theta_{paso}}{60}$$

Donde,

f : Frecuencia de operación [Hz].

ω : Velocidad angular del eje del motor [RPM].

θ_{paso} : Pasos por revolución del motor PaP.

Los pasos por revolución se determinan mediante la resolución del motor. Como los motores seleccionados tienen una resolución de 0.05 grados, se tiene:

$$pasos\ por\ revolución = \frac{360^\circ}{0,05^\circ} = 7200$$

El motor 1, el cual acciona el mecanismo de siembra gira a 11,33 RPM (Sección 3.3.4), por lo que la frecuencia de pulsos enviada desde la tarjeta controladora al driver del motor será:

$$f = \frac{11,33\ RPM * 7200}{60}$$

$$f = 1359,6\ Hz$$

El motor 2, el cual acciona el sistema de transporte de bandejas gira a 11,57 RPM (Sección 3.3.7), por lo que la frecuencia de pulsos enviada desde la tarjeta controladora al driver del motor será:

$$f = \frac{11,57\ RPM * 7200}{60}$$

$$f = 1388,4\ Hz$$

3.5.2 Diagrama de conexión entre Arduino Mega y microstep driver CMD2120P.

En el microstep driver CMD2120P consta de 3 sockets cada uno con un número de pines de conexión. El primer socket tiene 2 pines para la fuente de alimentación. El segundo socket tiene 6 pines para la conexión de los cables que van hacia los bobinados del motor. El tercer socket tiene 12 pines para la conexión de las señales de entrada y salida (I&O) hacia el controlador. La

distribución y especificaciones de conexión se detallan más ampliamente en el ANEXO B-1.

En esta sección se define las funciones de los pines ubicados en el tercer socket y las conexiones hacia la tarjeta de control. Las entradas del microstep driver trabajan a 5 VDC por lo cual se hace una conexión directa con las salidas de la Arduino Mega.

Las entradas PLS+ y PLS- serán por donde ingrese la señal PWM para el movimiento del motor. La señal de ON debe estar en un rango de 3,0 a 5,25 V para que el driver pueda activar el paso de corriente a los bobinados y de 0 a 1 V para la señal de OFF. Por recomendaciones del fabricante el ciclo de trabajo del PWM debe ser del 50%.

Las entradas DIR+ y DIR- permiten controlar la dirección de rotación del eje del motor. Cuando la señal está en ON (3,0 a 5,25 V) el motor gira en sentido horario (CW) mientras que cuando en OFF (0 a 1 V) el eje gira en sentido anti-horario (CCW).

Las entradas AWO+ y AWO- permiten que el eje del motor pueda ser girado manualmente hacia cualquier posición. Cuando la entrada AWO está en ON (4,5 a 26,4 V) la corriente en los bobinados del motor se detiene y puede ser girado de forma manual, mientras que cuando está en OFF (0 a 1 V) la corriente circula por los bobinados resumiendo el torque de mantenimiento en el rotor.

Las entradas CS+ y CS- definen el ángulo de paso básico para el giro del motor. Así cuando está en ON (4,5 a 26,4 V) el motor operará con el ángulo de $0,05^\circ$ que viene establecido de fábrica, mientras que si la señal está en OFF (0 a 1 V) el ángulo de paso será el asignado por los interruptores de selección ubicados en el driver.

Las entradas ACDOFF cuando están en OFF (0 a 1 V) la corriente del motor se reducirá automáticamente a la corriente de parada en aproximadamente 0,1 segundos después de la interrupción de la salida de impulsos. Este mecanismo suprime la generación de calor desde el motor o

conductor mientras el motor está en punto muerto. Por último la salida TIM envía una señal de retroalimentación hacia el controlador, esta no será utilizada para el presente proyecto.

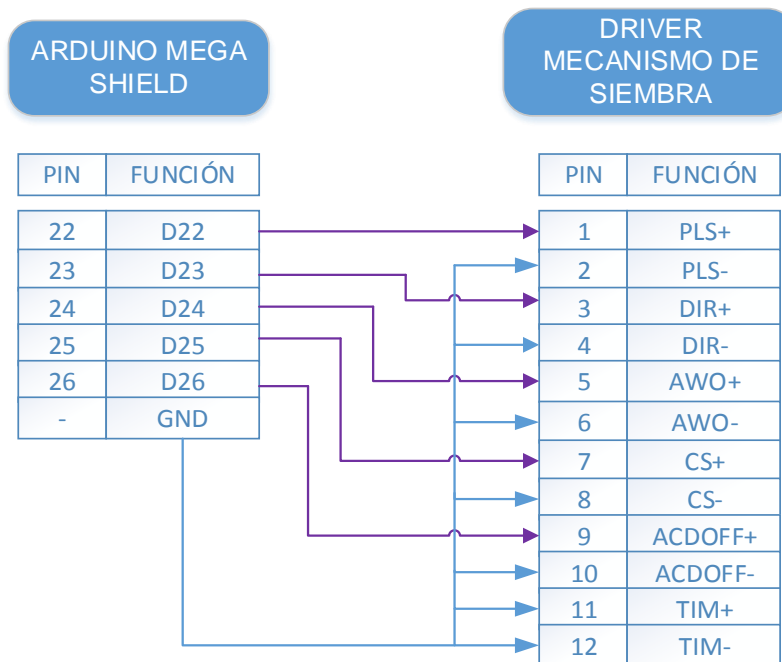


Figura 3.61 Conexión Arduino Mega y driver CMD2120P (motor 1).

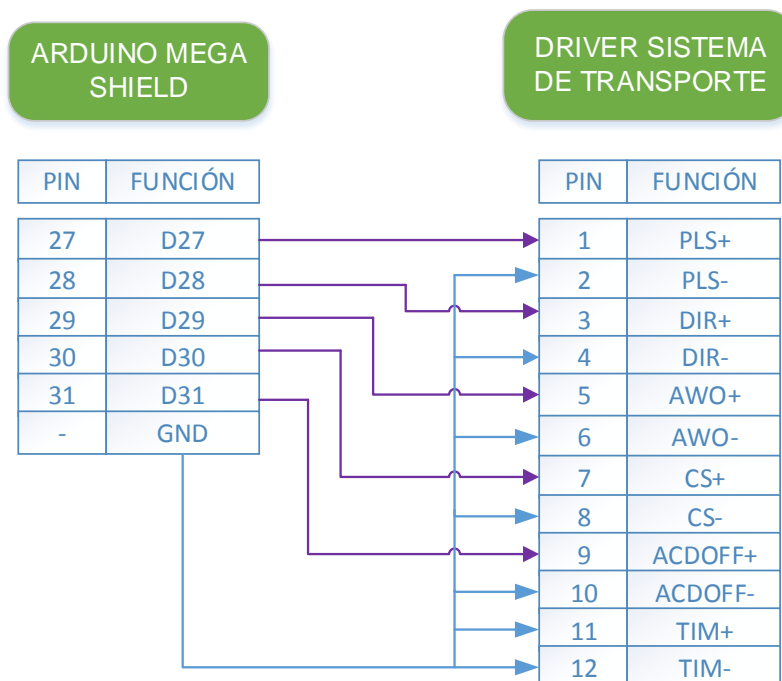


Figura 3.62 Conexión Arduino Mega y driver CMD2120P (motor 2).

En la Figura 3.61 se observa el diagrama de conexión entre la Arduino Mega y el driver del motor 1, el cual acciona el mecanismo de siembra.

Seguidamente en la Figura 3.62 se muestra el diagrama de conexión con el driver del motor 2, el cual se encarga de accionar el mecanismo piñón-cremallera.

3.5.3 Diagrama de conexión entre Arduino Mega y pantalla LCD.

La pantalla LCD de 16x2 permite al usuario visualizar el estado del proceso de siembra en bandejas, mediante notificaciones que el controlador envía hacia la pantalla. Esta información incluye posición de los motores de la máquina, estado del proceso de siembra, activación/desactivación del paro de emergencia y número de bandejas sembradas durante la actividad.

Además el operario debe realizar las funciones que requiera la máquina para continuar el proceso, como por ejemplo el encerramiento o Home de los motores. La alimentación es de 5 VDC mediante una fuente, además de un potenciómetro que va conectado al pin 3 para regular el contraste de la pantalla, y una resistencia fija de 100 ohmios conectada al pin 15 para el brillo de la pantalla. A continuación en la Figura 3.63 se presenta el diagrama de conexión que se implementó entre la tarjeta de control y la pantalla LCD 16x2.

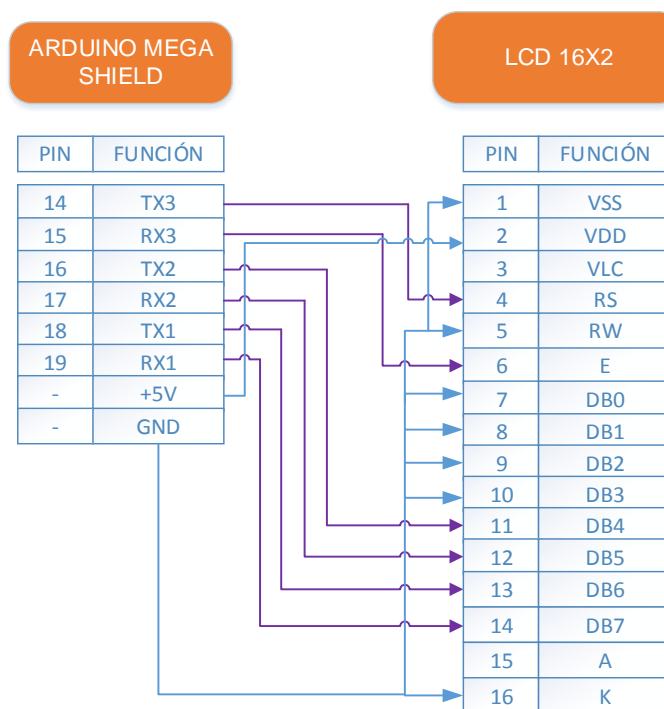


Figura 3.63 Conexión Arduino Mega y pantalla LCD 16x2.

3.5.4 Diagrama de conexión entre Arduino Mega y sensores finales de carrera.

Los sensores finales de carrera se ubicaran de manera que permitan controlar la posición de los sistemas de siembra y transporte de bandejas. Para el mecanismo de siembra se ubican dos sensores uno el punto de recolección de semillas y el segundo en el punto de descarga o siembra, así el controlador puede conocer la posición de los eslabones. En el sistema de transporte de bandejas se colocan también dos sensores, uno al inicio del recorrido para enceramamiento y el segundo en el extremo final del bastidor como protección en caso de colisión.

Los finales de carrera envían una señal en alto a las entras digitales de la placa controladora cuando cada uno de los sistemas llega a su posición Home. A continuación en la Figura 3.64 se muestra el diagrama de conexión de los sensores con la tarjeta controladora.

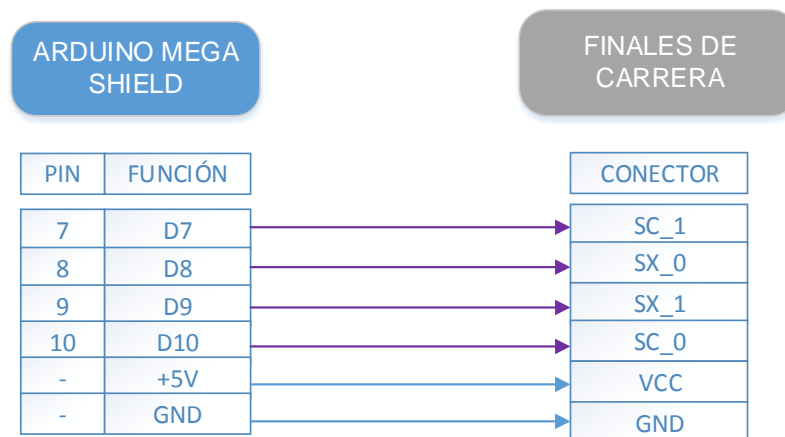


Figura 3.64 Conexión Arduino Mega y Finales de carrera.

3.5.5 Diagrama de conexión entre Arduino Mega, pulsadores, luces piloto y electroválvula.

El tablero de control permite al usuario visualizar y controlar el estado del proceso de siembra de semillas en bandejas, para ello se integra adicionalmente a la pantalla LCD, luces indicadoras y pulsadores. El bloque de pulsadores consta de tres botones, pulsador de emergencia, enceramamiento y pulsador de inicio o marcha del proceso. Son pulsadores de tipo digital con

dos estados abierto o cerrado, uno de los pines se conecta a cero lógico o GND de la tarjeta controladora y el otro pin hacia las entradas digitales. El diagrama de conexión de los pulsadores y la tarjeta controladora se detalla en la Figura 3.65.

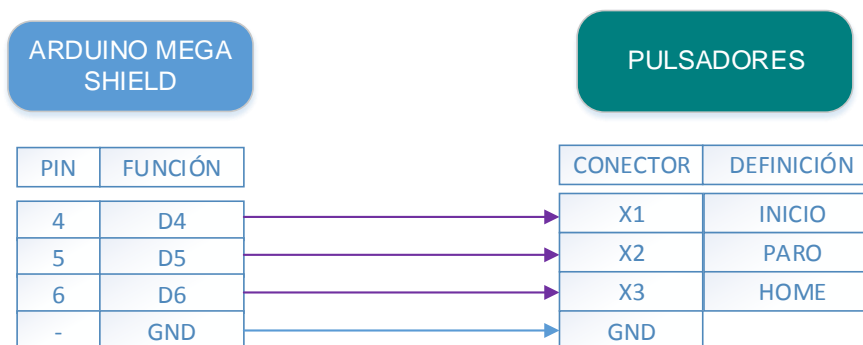


Figura 3.65 Conexión Arduino Mega y pulsadores.

Las luces piloto son dos, una verde que indica que el proceso está en marcha y otra roja que se activa al momento de usar el paro de emergencia. Para su conexión se utiliza alimentación monofásica a 110 V de la red doméstica, por lo cual se requiere de un circuito opto-acoplador para conectar la señal de control con la de potencia, esto es posible gracias al módulo de relés, como se observa en el diagrama de la Figura 3.66.

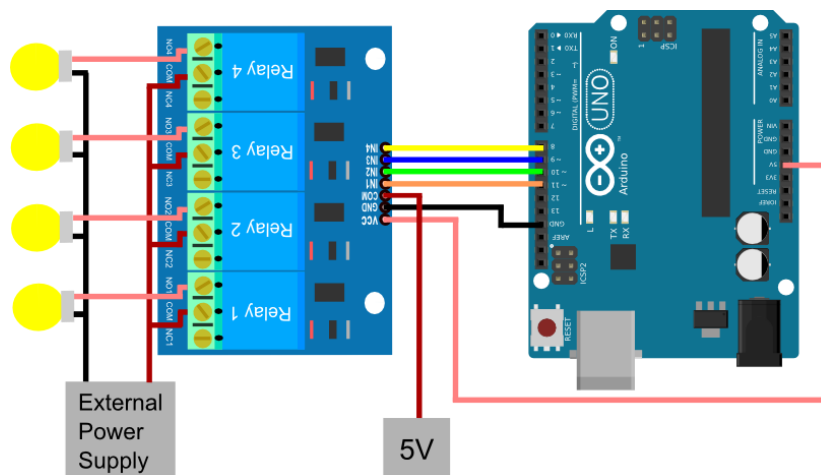


Figura 3.66 Esquema de un módulo de relés y Arduino.

Fuente: (Paruro, 2014).

La bobina de 24 VDC que acciona la electroválvula para el cambio de succión a soplado de las semillas, también se conecta a través de este módulo. En la Figura 3.67 se muestra el diagrama de conexión entre los pines

de la Arduino Mega y las entradas del módulo de relés para la activación de las luces piloto y la electroválvula de vacío.

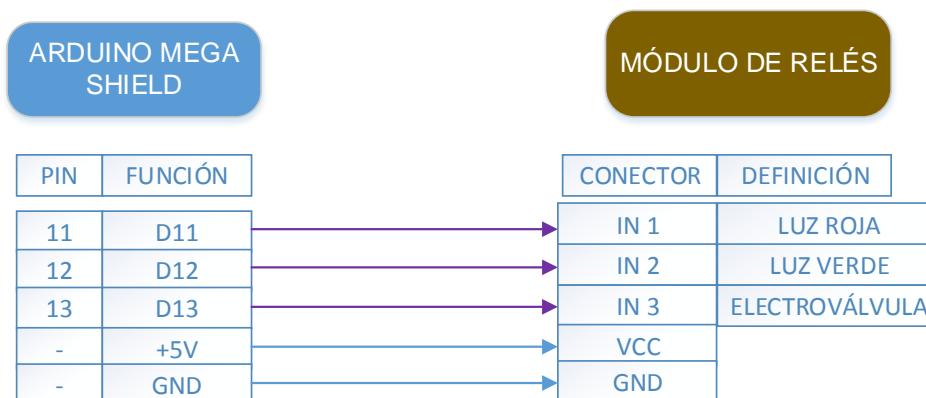


Figura 3.67 Conexión Arduino Mega y módulo de relés.

3.5.6 Fuentes de alimentación.

La alimentación de todo el sistema eléctrico que conforma la máquina sembradora se hace mediante una red doméstica monofásica de 110 VAC. Este voltaje debe ser transformado para adaptarse a cada aplicación según los requerimientos de los equipos. En la Tabla 3.13 se detallan las fuentes de alimentación utilizadas en la implementación de la máquina sembradora, así como sus características y especificaciones técnicas.

Tabla 3.13

Especificaciones técnicas de las fuentes de alimentación.

	Fuente 1: Tarjeta de control Arduino	Fuente 2: Motor mecanismo de siembra	Fuente 3: Motor sistema de transporte bandejas
Potencia máxima de salida	25 W	100 W	100 W
Voltaje de entrada	88 – 264 VAC	85 – 264 VAC	85 – 264 VAC
Número de salidas	1 salida	1 salida	1 salida
Tensión de salida	5 VDC \pm 10%	24 VDC \pm 10%	24 VDC \pm 10%
Corriente de salida	5 A	4,2 A	4,2 A

CONTINÚA 

Estilo de montaje	Chasis	Riel din	Riel din
Fabricante	MiWi	MiWi	MiWi

3.5.7 Elementos de protección del sistema eléctrico/electrónico.

La máquina sembradora de semillas en bandejas dispone de elementos de seguridad como son los fusibles ultrarrápidos que sirven para disminuir el riesgo de accidentes, como los causados por cortocircuitos y sobrecargas de las líneas eléctricas. Los fusibles serán colocados en la entrada del circuito de control (2 Amperios) y a la entrada de los circuitos de potencia que alimentan los motores (4 Amperios). Una vez interrumpida la corriente, el resto del circuito ya no sufre daño alguno.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS.

En este capítulo se detalla el proceso de construcción y ensamblaje de cada uno de los elementos que conforman la máquina sembradora de semillas en bandejas.

4.1 Construcción del sistema mecánico.

La fase de construcción de las piezas mecánicas que conforman la máquina, empieza con el diseño y selección de materiales, para luego con los datos obtenidos dibujar los planos de construcción de cada elemento. En la Tabla 4.1 se hace un resumen de las piezas que se construyeron y el tipo de material utilizado.

Tabla 4.1

Detalle de piezas y materiales de construcción.

Elemento mecánico	Material	Descripción
Tubo de dosificación	Aluminio 6063-T4	Tubo cuadrado
Boquillas	Aluminio 6061-T4	Barra redonda
Barra de punzonado	Aluminio 6061-T4	Barra cuadrada
Eslabón fijo	Acero AISI 1018	Plancha
Eslabón de entrada	Acero AISI 1018	Barra redonda
Eslabón seguidor	Aluminio 6061-T4	Solera
Eslabón acoplador	Aluminio 6061-T4	Solera
Eslabón auxiliar	Aluminio 6061-T4	Solera
Contenedor de semillas	Aluminio 6063-T4	Perfil U
Porta bandeja	Acero ASTM A36	Angulo doblado
Carro de desplazamiento	Acero ASTM A36	Platina

CONTINÚA 

Ejes guías	Acero AISI 316	Barra redonda
Piñón-cremallera	Acero SAE 1045	Barra cuadrada
Estructura de soporte	Acero ASTM A36	Angulo doblado

4.1.1 Tecnología de la construcción.

En la construcción de la máquina se realizaron varias actividades de mecanizado, soldadura entre otras, también denominadas operaciones tecnológicas, las cuales junto con el uso de máquinas/herramientas permiten manufacturar los elementos mecánicos requeridos para el ensamblaje de la maquina sembradora.

El proceso de construcción se realizó en su totalidad en un taller de mecanizado CNC y soldadura, ubicado en el cantón Ambato, provincia de Tungurahua. En la Tabla 4.2 se indica las máquinas y equipos que se utilizaron dentro del taller para la manufactura de las piezas.

Tabla 4.2

Detalle de máquinas y equipos.

Designación	Máquina y/o Equipo	Características
M1	Centro De Maquinado Fadal VMC 3016	Control: FADAL CNC 88 Ejes: 4 Mesa: 36" x 16" Potencia: 15 HP Velocidad: 10.000 RPM
M2	Fresadora universal Arno F 20	Potencia husillo: 5,5 kW Mesa: 1.250 mm x 270 mm Velocidad: 40 – 1.700 RPM Avance: 45 mm/s
M3	Torno Gurutzpe 500 x 1.500 mm	Tensión: 220 V Potencia: 3000 W Velocidad: 20 – 1.000 RPM Diámetro del husillo: 2 in
M4	Soldadora Inversor Porten Modelo: PS- P160K	Tensión: 110 – 220 V Amperaje: 65 – 95 A Suelda: MMA - TIG

CONTINÚA 

M5	Tronzadora Dewalt Modelo: D28710	Tensión: 110 – 115 V Potencia: 2200 W Velocidad: 3.800 RPM Diámetro de disco: 14 in
M6	Amoladora Dewalt Modelo: Dwe4020b3	Tensión: 110 – 115 V Potencia: 800 W Velocidad: 12.000 RPM Diámetro de disco: 4 ½ in
M7	Taladro Dewalt Modelo: Dw508s	Tensión: 110 – 115 V Potencia: 650 W Velocidad sin carga: 2600 RPM Brocas: 1,5 – 13 mm

4.1.2 Operaciones tecnológicas.

Las operaciones tecnológicas están conformadas por las diferentes actividades orientadas a la obtención de un elemento específico de la máquina, que luego serán añadidos y/o acoplados durante el proceso final de ensamblaje de la máquina. En la Tabla 4.3 se detallan los nombres de los procesos tecnológicos a realizarse para la construcción de las piezas.

Tabla 4.3

Operaciones tecnológicas.

Número	Operación
1	Trazado
2	Corte del material
3	Doblado
4	Esmerilado
5	Torneado/Fresado
6	Taladrado
7	Roscado
8	Soldadura

CONTINÚA 






9	Nivelado
10	Pintado
11	Montaje

4.1.3 Diagrama de flujo de la construcción.

Existe una norma en cuanto a la simbología utilizada en la representación de los diagramas de flujo, la norma American Society of Mechanical Engineers, Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, (ASME) es la encargada de normalizar estos símbolos. Las operaciones tecnológicas en la construcción no tienen un orden, se ejecutan conforme avance el proceso. En la Tabla 4.4 se detallan cada uno de los símbolos empleados en el mecanizado de la máquina sembradora.

Tabla 4.4

Simbología estándar para construir diagramas de flujo

Símbolo	Interpretación	Descripción
	Operación tecnológica	Indica las fases del proceso
	Inspección	Indica la inspección de calidad o cantidad
	Desplazamiento o transporte	Indica el movimiento del material o elemento de un lugar a otro
	Almacenamiento	Indica el término del proceso
	Espera	Indica demora en el desarrollo del proceso

Fuente: (Suárez, 2011).

Una vez realizado el estudio de las tecnologías para la construcción, las operaciones tecnológicas y las simbologías se procede a estructurar los procesos de manufactura, a continuación desde la Figura 4.1 hasta la Figura 4.14 se muestran los diagramas de flujo con el detalle de las actividades realizadas durante la fase de construcción de los piezas mecánicas, utilizadas

en el desarrollo de la máquina automática sembradora de semillas en bandejas.

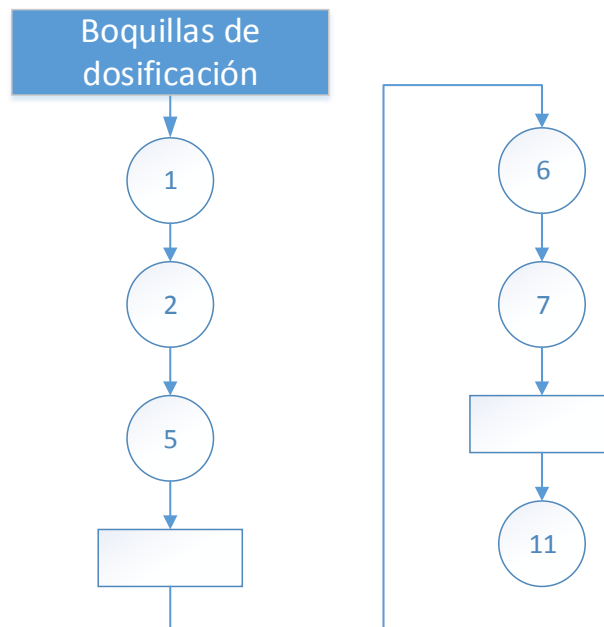


Figura 4.1 Construcción de las boquillas de dosificación.

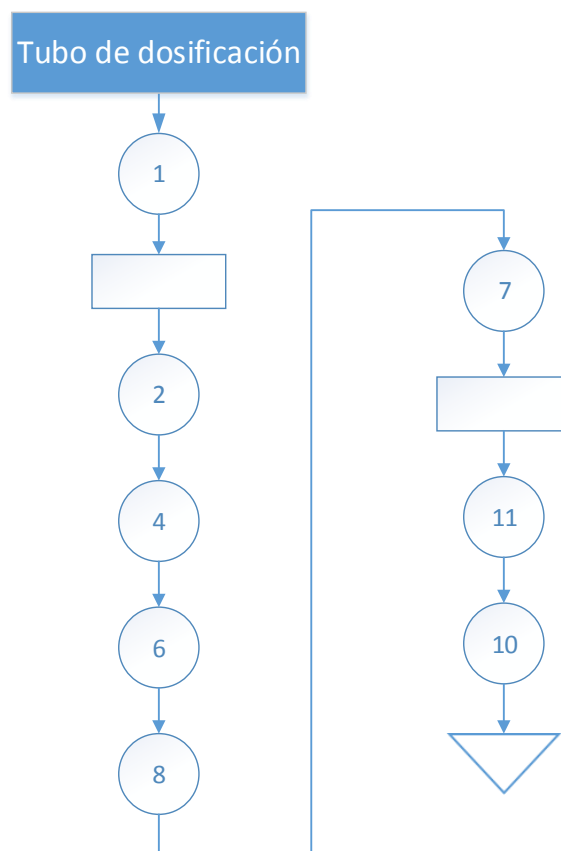


Figura 4.2 Construcción del tubo de dosificación.

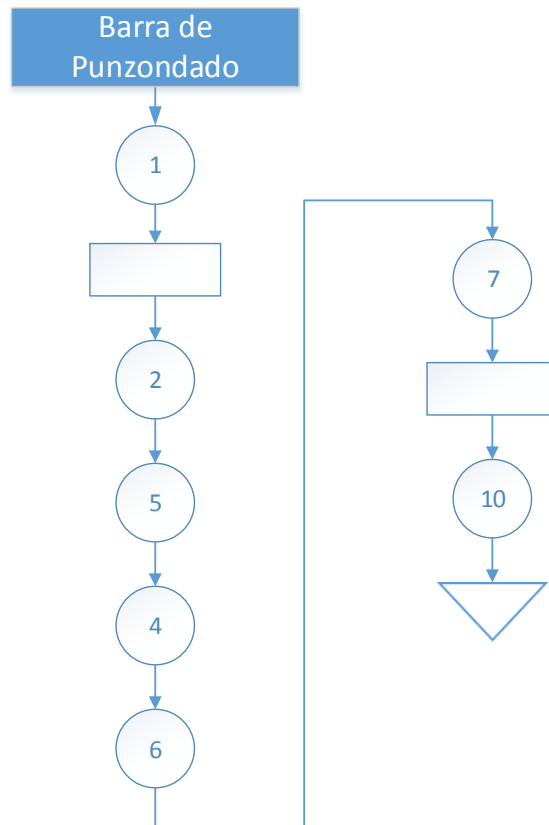


Figura 4.3 Construcción de la barra de punzondado.

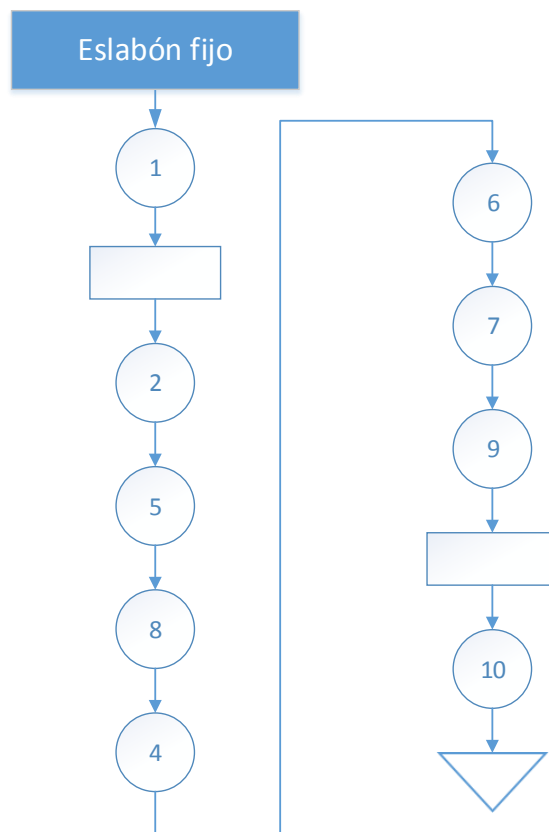


Figura 4.4 Construcción del eslabón fijo.

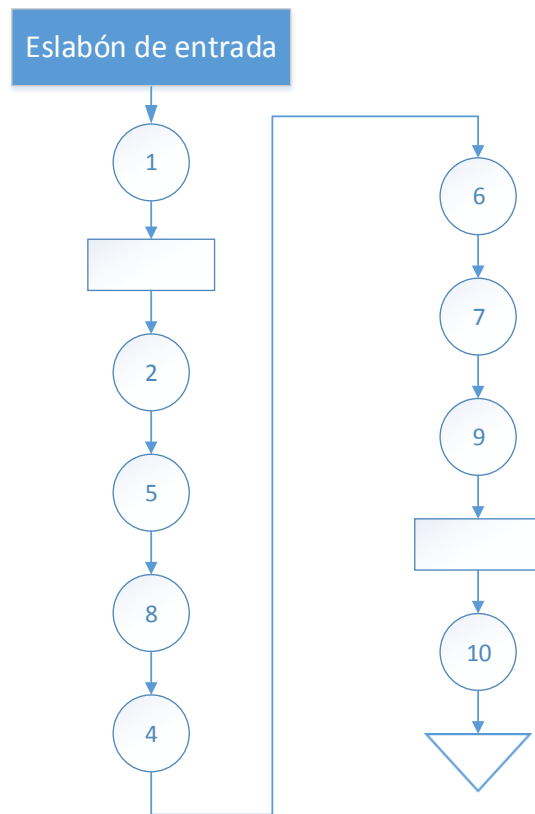


Figura 4.5 Construcción del eslabón de entrada.

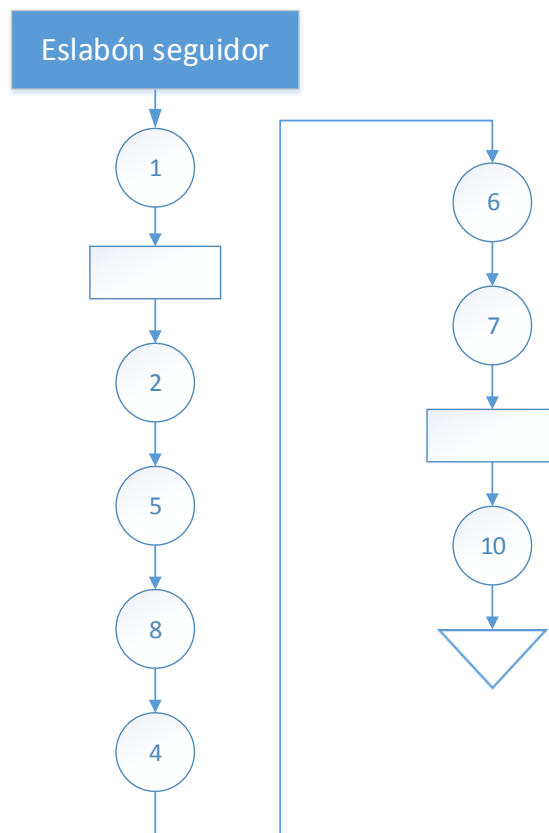


Figura 4.6 Construcción de eslabón seguidor.

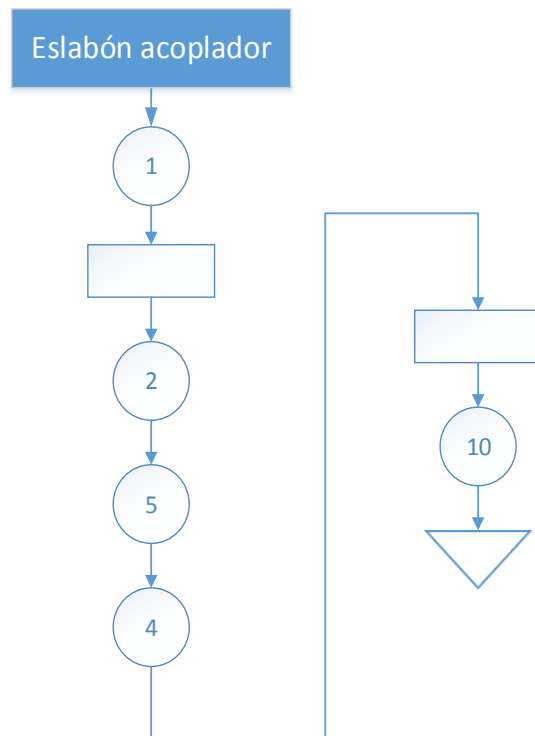


Figura 4.7 Construcción del eslabón acoplador.

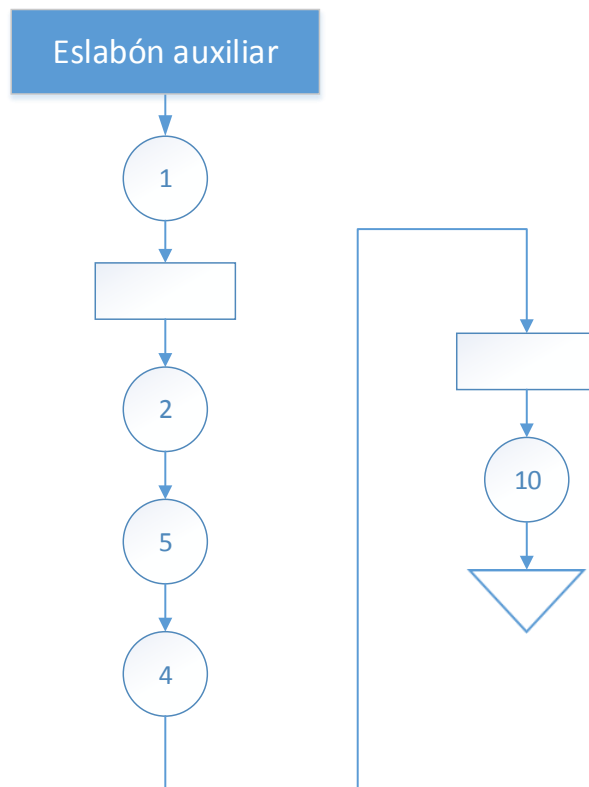


Figura 4.8 Construcción del eslabón auxiliar.

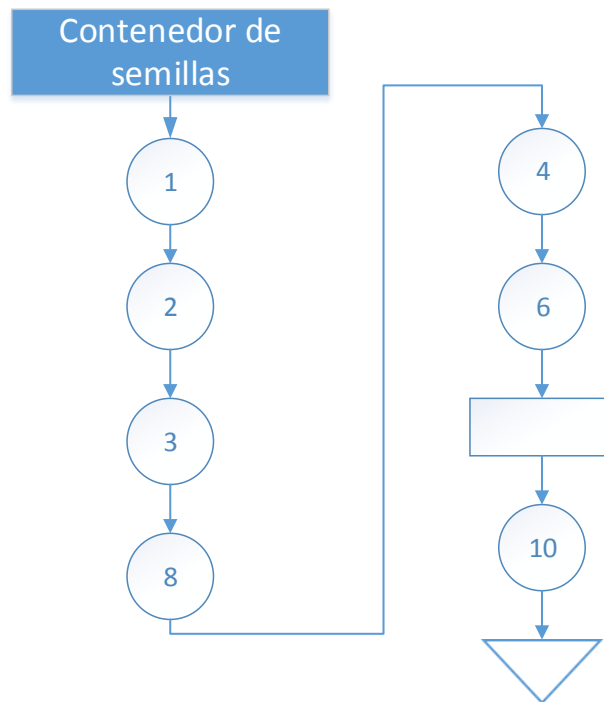


Figura 4.9 Construcción del contenedor de semillas.

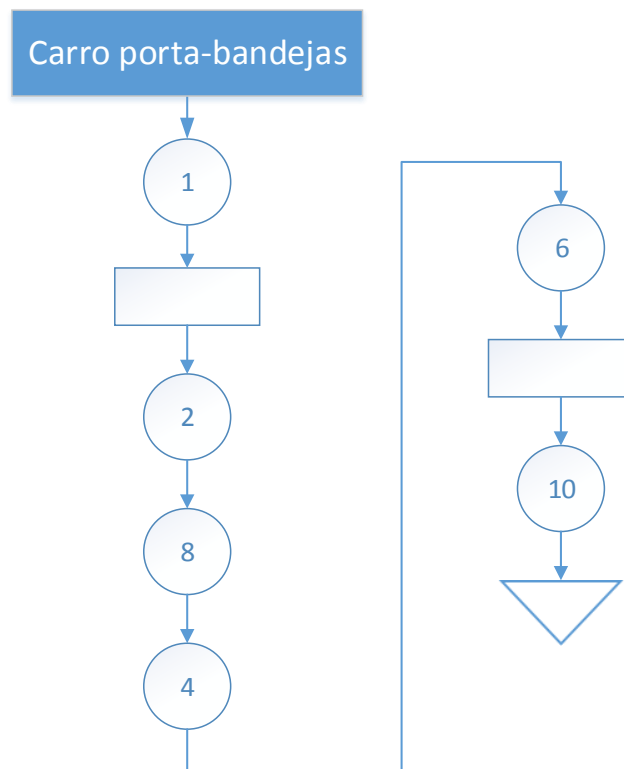


Figura 4.10 Construcción del carro porta bandejas.

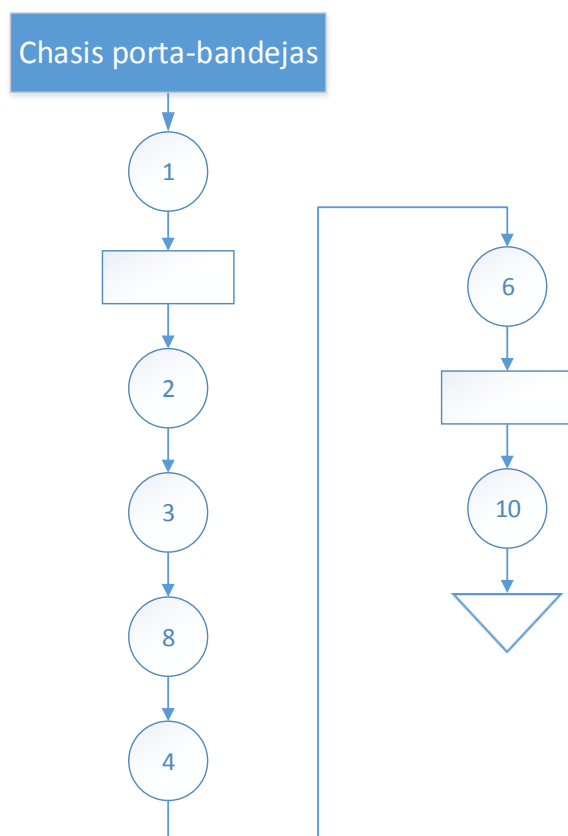


Figura 4.11 Construcción del carro de desplazamiento.

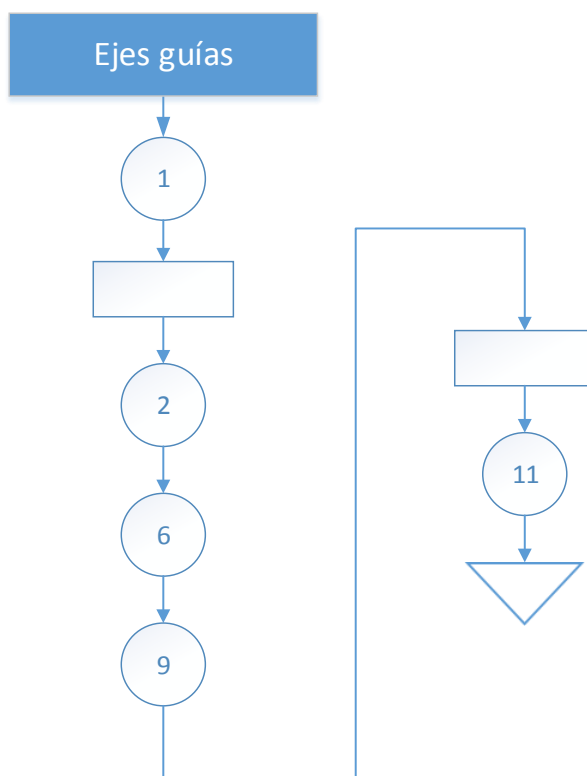


Figura 4.12 Construcción de los ejes guía.

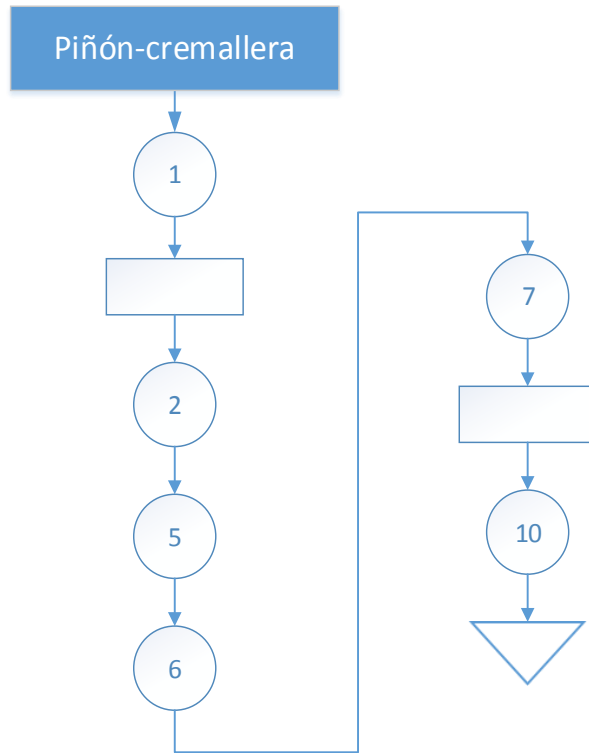


Figura 4.13 Construcción piñón - cremallera.

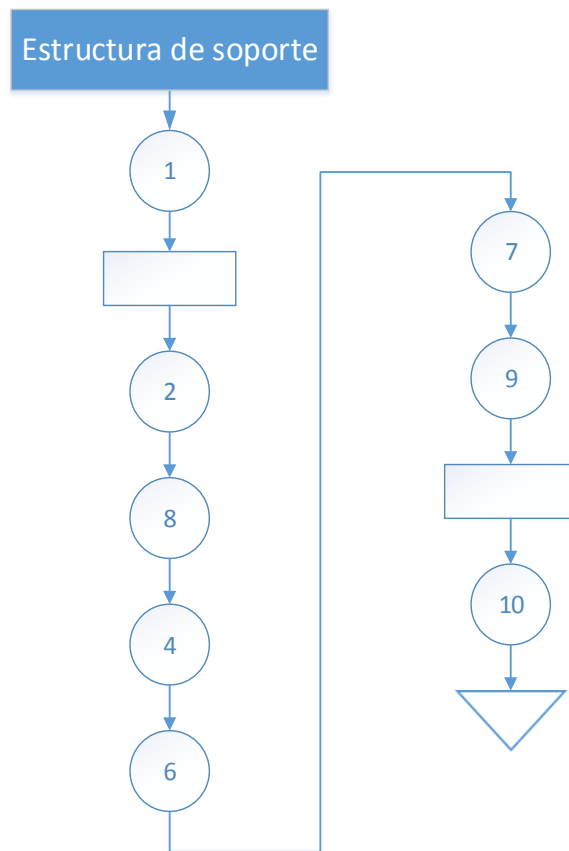


Figura 4.14 Construcción de la estructura de soporte.

4.2 Ensamblaje de la máquina.

En el ensamblaje de la máquina se detallan las actividades y procesos realizados que en conjunto permiten la implementación de las piezas, elementos y/o equipos que constituyen el módulo de siembra automatizado en bandejas. La simbología de la norma ASME también se aplica para la representación del ensamblaje de la máquina y cada una de las actividades está representada por un código.

La implementación se divide en cuatro fases:

- Montaje mecánico.
- Montaje eléctrico/electrónico.
- Montaje neumático.
- Programación del controlador.

4.2.1 Ensamblaje del mecanismo de siembra.

Es la primera fase del proceso de ensamble de la máquina sembradora, el módulo contiene las partes que permiten la siembra de semillas en cada bandeja. Durante su instalación se debe mantener un alto grado de precisión en las distancias y holguras de acople, con el objetivo de garantizar el correcto funcionamiento del mecanismo.

En la Tabla 4.5 se detallan las operaciones de ensamblaje realizadas para el mecanismo de siembra con su respectivo código.

Tabla 4.5

Operaciones de ensambaje del mecanismo de siembra.

Código	Operaciones
S1	Montaje de los pilares o eslabones fijos
S2	Instalación de los cojinetes para el eje cilíndrico
S3	Montaje del eje cilíndrico y eslabones de entrada
S4	Montaje de los eslabones acoplador y auxiliar

CONTINÚA 

S5	Montaje de la barra de punzonado
S6	Montaje de tubo y boquillas de dosificación
S7	Instalación de los cojinetes para los eslabones seguidores
S8	Montaje de los eslabones seguidores
S9	Montaje de los piñones de sincronización
S10	Instalación de las cadenas de sincronización
S11	Instalación del contrapeso en el eje cilíndrico
S12	Montaje de la placa porta-motor
S13	Instalación del Motor PaP 1

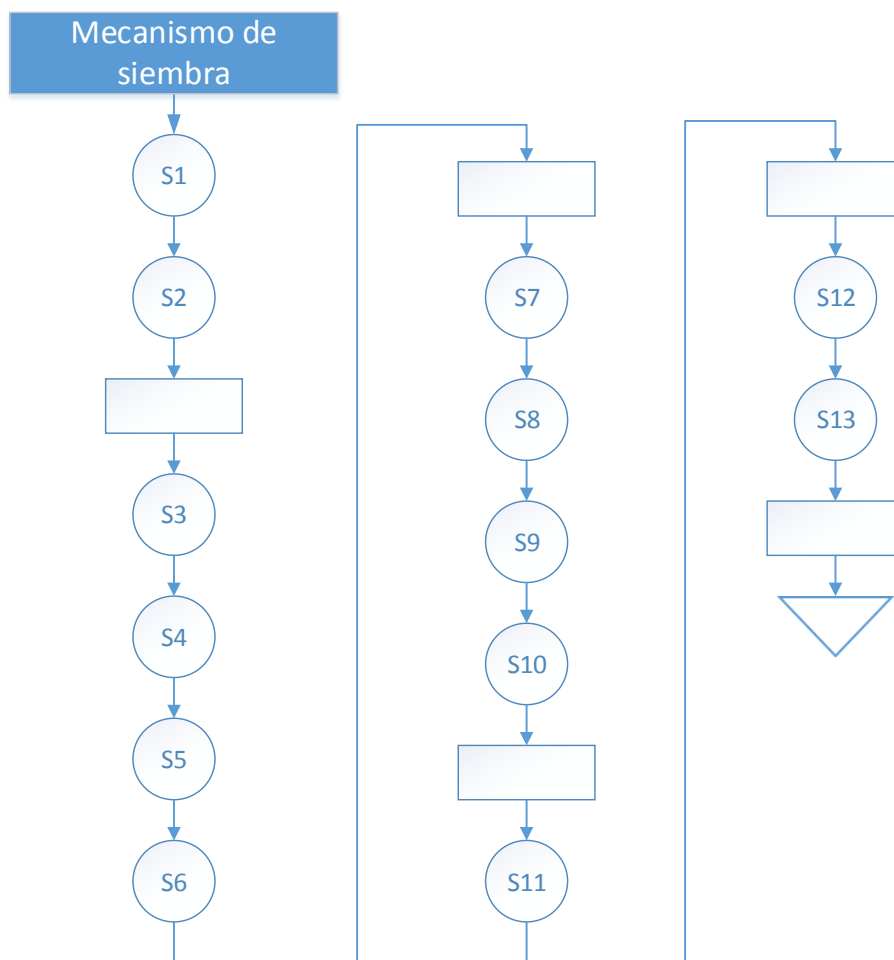


Figura 4.15 Flujograma del ensamble del mecanismo de siembra.

En la Figura 4.15 se observa el diagrama de flujo con las actividades realizadas durante el proceso de ensamblaje del mecanismo de siembra, siguiendo los parámetros establecidos en la norma ASME. Seguidamente en la Figura 4.16 se observa el ensamblaje del mecanismo de siembra terminado, luego de realizarse las operaciones tecnológicas en el taller mecánico.



Figura 4.16 Ensamblaje final del mecanismo de siembra.

4.2.2 Ensamblaje del sistema de transporte y estructura de soporte.

En esta fase del proceso de ensamble de la máquina se coloca la estructura que soporta cada uno de los elementos, así también se instala el mecanismo de transporte para el traslado de bandejas hacia el módulo de siembra. A continuación en la Tabla 4.6 se detallan las operaciones a realizarse con su respectivo código.

Tabla 4.6

Operaciones de ensambaje del sistema de transporte y bastidor.

Código	Operaciones
M1	Instalación de la estructura de soporte o bastidor
M2	Instalación de rodamientos lineales en los ejes guías
M3	Montaje de ejes guías en la bastidor
M4	Instalación del motor PaP 2, con el piñón acoplado
M5	Montaje del carro de desplazamiento
M6	Acople de la cremallera con el piñón

CONTINÚA →

M7	Montaje de la estructura porta bandeja
M8	Montaje del mecanismo de siembra
M9	Instalación de la base porta-semillas
M10	Montaje del almacenador de semillas
M11	Montaje del motor oscilador
M12	Instalación de las bases para sensores finales de carrera
M13	Montaje del gabinete de control

En la Figura 4.17 se muestra el diagrama de flujo con las actividades realizadas durante el ensamblaje del sistema de transporte de bandejas y la estructura de soporte de la máquina.

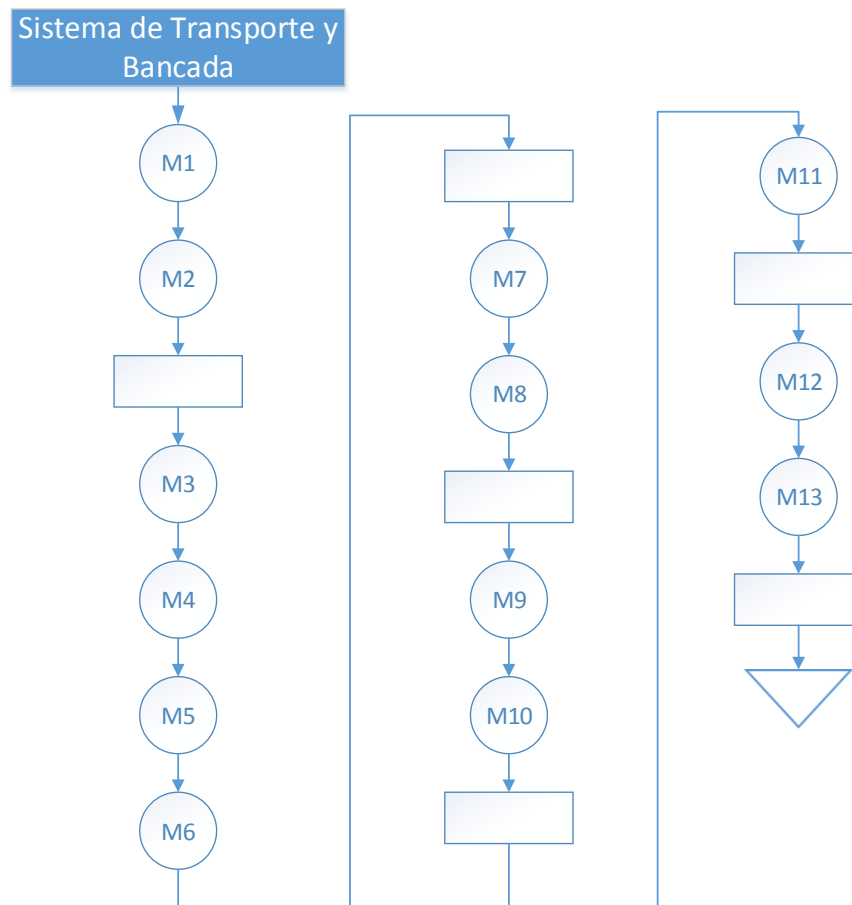


Figura 4.17 Flujograma del ensamblaje del sistema de transporte y estructura de soporte.

En la Figura 4.18 se observa el montaje final de la estructura de soporte, y el mecanismo de transporte de bandejas una vez realizadas las operaciones de ensamblaje en el taller mecánico.



Figura 4.18 Ensamblaje final del sistema de transporte y estructura de soporte.

4.3 Implementación del sistema neumático.

Tabla 4.7

Actividades de implementación del sistema neumático.

Código	Actividades
N1	Colocación de la unidad de mantenimiento
N2	Colocación electroválvula
N3	Colocación del regulador de presión
N4	Colocación del generador de vacío
N5	Colocación de racores y silenciadores
N6	Conexión eléctrica de la electroválvula
N7	Conexiones de mangueras de aire
N8	Conexión compresor

En la Tabla 4.7 se muestra las actividades realizadas durante la fase de implementación del sistema neumático con su respectivo código. A continuación en la Figura 4.19 se muestra el diagrama de flujo con las operaciones tecnológicas llevadas a cabo durante la implementación del sistema neumático de la máquina sembradora de semillas en bandejas.

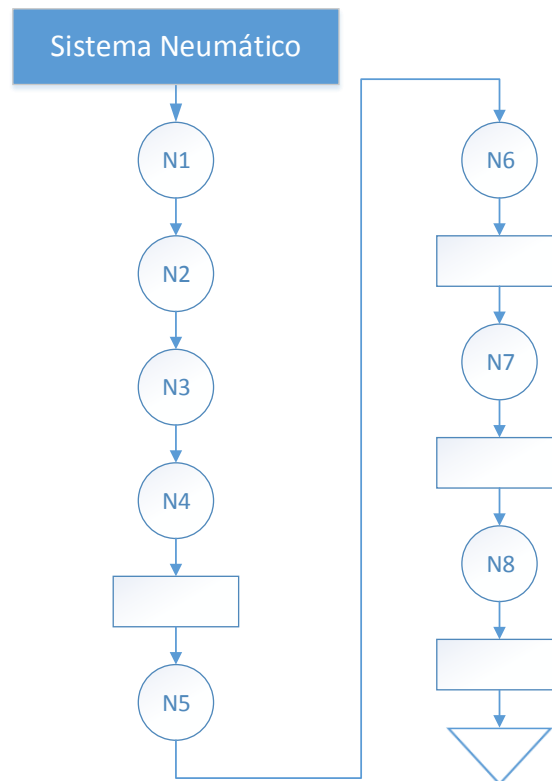


Figura 4.19 Flujograma de la implementación del sistema neumático.

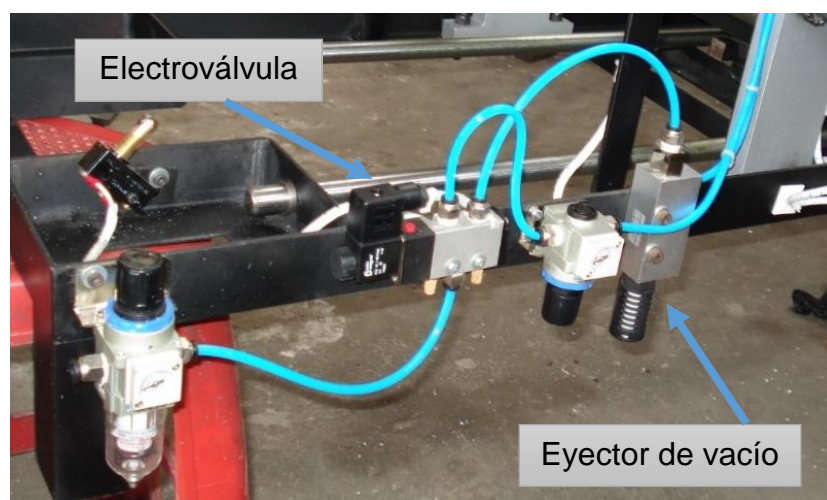


Figura 4.20 Implementación del sistema neumático.

En la Figura 4.20 se pueden observar los equipos del sistema neumático colocados en el bastidor de la máquina sembradora, requiriendo de especial atención la ubicación del eyector de vacío que debe estar lo más cercano al tubo y boquillas de dosificación.

4.4 Implementación del sistema eléctrico y de control.

En esta sección se detalla las actividades realizadas para la implementación del sistema eléctrico y de control de la máquina; como son: el armado del gabinete eléctrico, las conexiones de los elementos de control y mando.

4.4.1 Implementación del tablero de control.

En la Tabla 4.8 se detallan las actividades a realizarse al momento de implementar el tablero de control, con su respectivo código.

Tabla 4.8

Actividades de implementación del tablero de control.

Código	Actividades
C1	Selección del gabinete
C2	Colocación de riel y canaletas
C3	Colocación de la tarjeta de control Arduino Mega
C4	Colocación y conexión de los drivers para los motores PaP 1 y 2
C5	Colocación y conexión del módulo de relés
C6	Colocación de la fuente de 5 [V]
C7	Colocación de elementos de protección
C8	Colocación de borneras
C9	Colocación y conexión de la pantalla LCD
C10	Colocación de las fuentes de 24 [V]
C11	Colocación y conexión de luces piloto

CONTINÚA 

C12	Colocación y conexión de pulsadores y paro de emergencia
C13	Conexión de los motores PaP 1 y 2
C14	Conexión del motor oscilador
C15	Colocación y conexión de sensores finales de carrera
C16	Conexión de las fuentes de alimentación 5 [V] y 24 [V]
C17	Etiquetado de cables
C18	Energización de los elementos

En la Figura 4.21 se muestra el diagrama de flujo con las operaciones tecnológicas realizadas durante la implementación del sistema eléctrico y de control de la máquina sembradora.

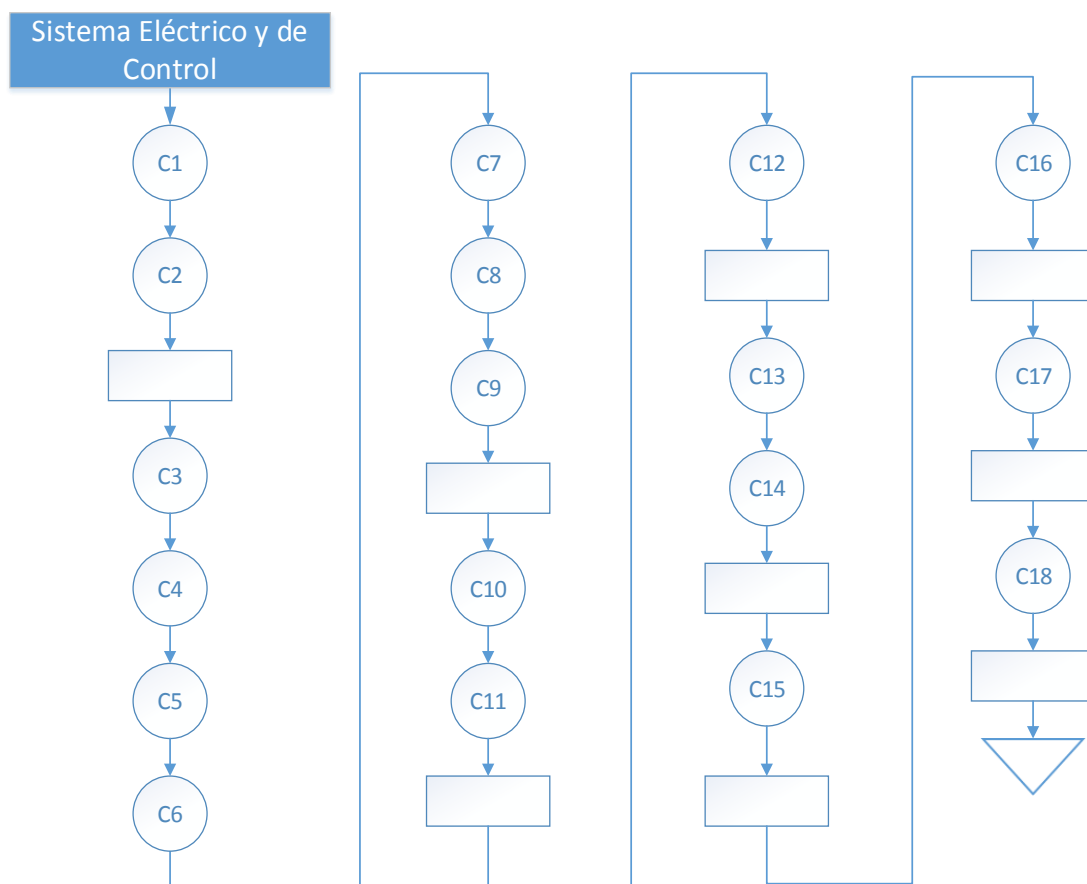


Figura 4.21 Flujograma para la implementación del tablero de control.

En la Figura 4.22 se aprecia el tablero de control terminado y con las leyendas de las botoneras, las cuales ayudaran a guiar al operario de la máquina; se implementó en el exterior del tablero de control los siguientes componentes:

1. **Paro de emergencia:** Detiene la máquina instantáneamente.
2. **Botón de inicio:** Activa la secuencia de sembrado.
3. **Botón de encerrar:** Regresa los motores y los sistemas al home.
4. **Luz piloto roja:** Indica colisión o paro de emergencia activado.
5. **Luz piloto verde:** Indica que la máquina esta lista para funcionar.
6. **Selector principal:** Controla el encendido/apagado de la máquina.
7. **Pantalla LCD:** Muestra parámetros de siembra al operario.



Figura 4.22 Vista frontal del tablero de control de la máquina.

En la Figura 4.23 se observa la distribución interior del tablero con los elementos eléctricos y de control, donde se tiene:

8. **Fuente 24V DC:** Alimentación para los motores PaP (una fuente por cada motor).
9. **Fuente 5V DC:** Alimentación para la tarjeta de control, fines de carrera y pantalla LCD.
10. **Módulo de salidas digitales:** Señales de comunicación con la electroválvula y las luces piloto.

- 11. Tarjeta principal:** Monitorea la posición de cada motor y actualiza la posición que deben mantener los mismos.
- 12. Tarjetas de control:** Driver que controlan parámetros de voltaje, corriente y secuencia de los motores.
- 13. Portafusible:** Protección contra cortocircuitos.

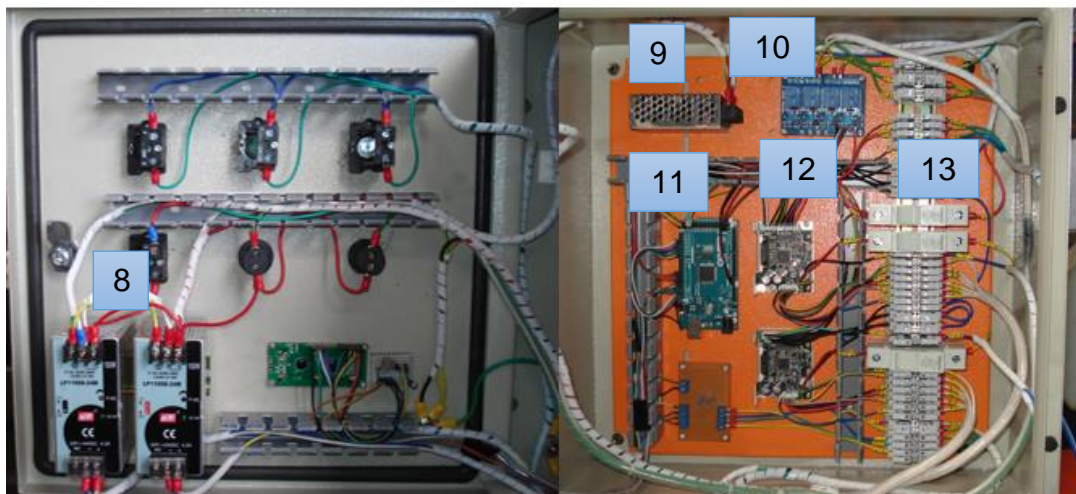


Figura 4.23 Distribución interior del tablero de control.

Finalmente en la Figura 4.24 se muestra la ubicación de los sensores finales de carrera que permiten determinar la posición tanto del mecanismo de siembra como del carro porta-bandejas.

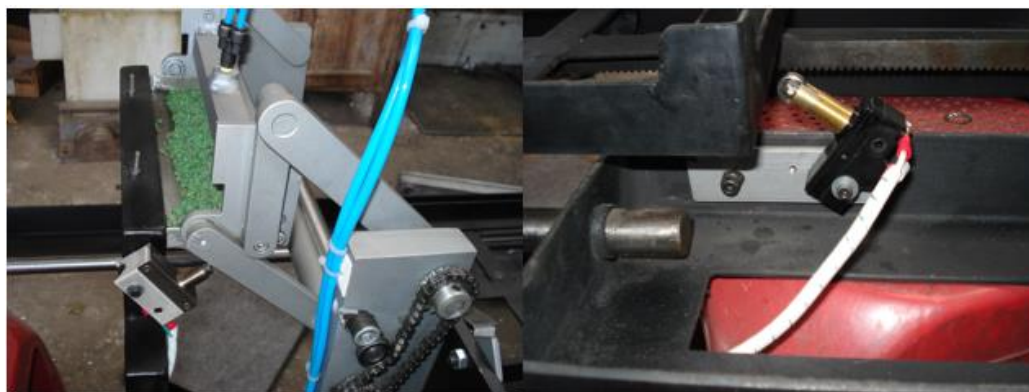


Figura 4.24 Ubicación de sensores finales de carrera.

4.4.2 Programación del controlador Arduino Mega 2560.

En la Figura 4.25 se detalla mediante un diagrama de flujo la implementación del programa de control del módulo de siembra automatizado.

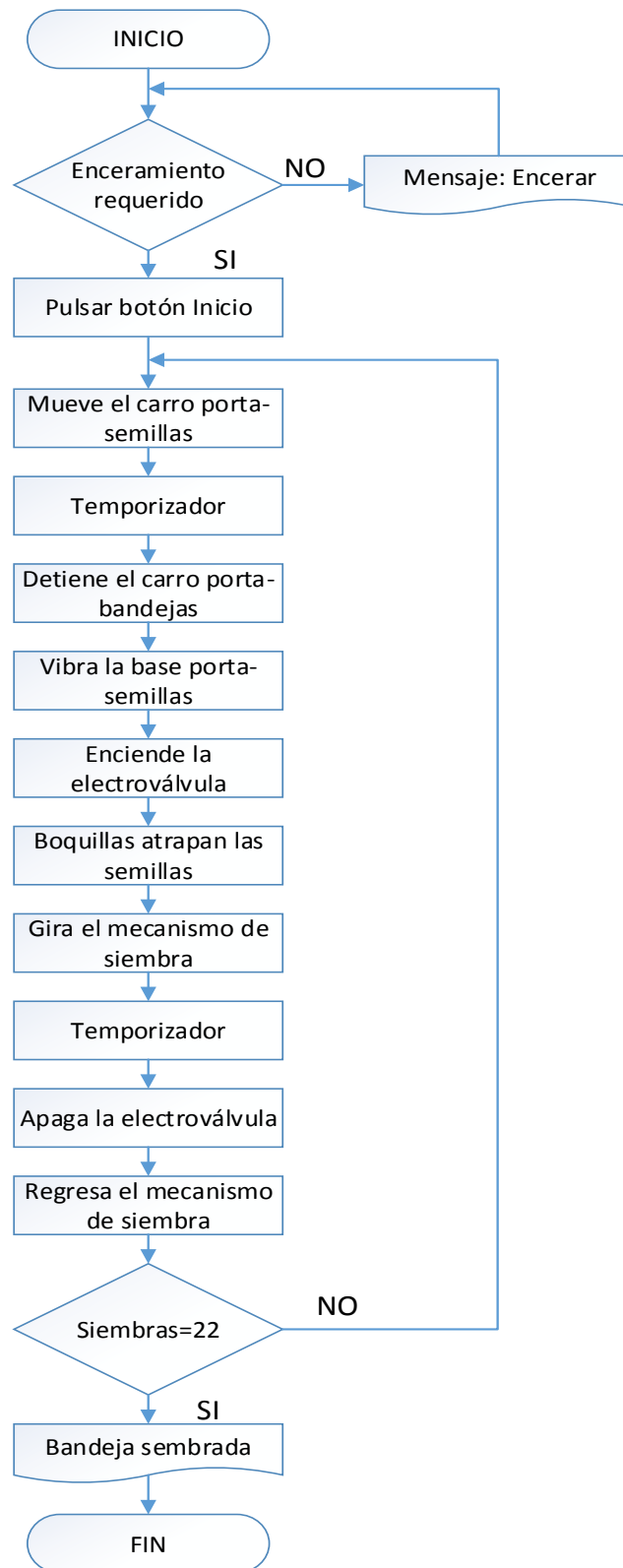


Figura 4.25 Flujograma del programa de control de la máquina.

La máquina sembradora opera mediante las órdenes enviadas desde la tarjeta de control Arduino Mega 2560. El código se lo ingresa a través del compilador descargado de la página online del controlador de manera gratuita

y según el sistema operativo del requerido. Para subir el programa a la tarjeta Arduino Mega se lo realiza mediante cable USB desde un ordenador por una sola vez, quedando guardado en la memoria interna.

4.5 Pruebas y análisis de resultados de la máquina.

4.5.1 Pruebas y resultados del sistema mecánico.

Finalizado la fase de implementación del sistema mecánico queda por efectuar las siguientes pruebas de funcionamiento:

- Calibración y verificación de la estructura de soporte.
- Desnivel de la máquina para el proceso de siembra.
- Rozamiento entre los ejes guías y el carro porta-bandejas.
- Revisión en acople del mecanismo piñón-cremallera.
- Verificación del movimiento longitudinal a lo largo del eje x.
- Calibración y verificación del movimiento de los eslabones para el mecanismo de siembra.
- Rozamiento en los eslabones de entrada y seguidor.
- Calibración y verificación del tensor para la cadena de sincronización.
- Calibración y verificación del nivel para el porta-semillas.
- Calibración y verificación del nivel para la barra de punzonado.
- Suciedad en las boquillas de succión.
- Tornillos flojos por la vibración.

Luego de realizar las pruebas del sistema mecánico se pudo verificar que los movimientos están completamente libres de fricciones, son suaves y estables; con lo cual se puede concluir que la utilización de los rodamientos y cojinetes seleccionados anteriormente permite un óptimo desarrollo en los movimientos de los ejes y eslabones, sin desviaciones ni vibraciones de los mismos.

4.5.2 Pruebas y resultados del sistema eléctrico y electrónico.

El sistema eléctrico y electrónico de la máquina sembradora de semillas en bandejas se somete a las siguientes pruebas de funcionamiento:

- Revisión de fusibles de protección en las líneas de alimentación para el controlador y actuadores eléctricos.
- Verificación del voltaje de alimentación para el controlador Arduino Mega.
- Verificación del voltaje de alimentación para los motores PaP.
- Verificación y calibración de las señales enviadas desde los sensores finales de carrera.
- Verificación de encendido de luces piloto.
- Verificación de activación del pulsador paro de emergencia.
- Verificación de los pulsadores de inicio y encerrar.
- Calibración y verificación de mensajes en la pantalla LCD.
- Verificación del encendido y apagado de la electroválvula.
- Revisión de la secuencia de activación del módulo de relés.
- Calibración de drivers para los motores PaP.
- Revisión de perturbaciones eléctricas en el sistema.

Luego de realizar las pruebas integrales del sistema eléctrico y electrónico se pudo verificar que los equipos y las conexiones que conforman la máquina sembradora se encuentran según los diagramas y parámetros de implementación expuestos en las secciones anteriores. Por otra parte, no existen caídas de voltaje y los valores de corriente suministrado por las fuentes de alimentación son los requeridos.

4.5.3 Pruebas y resultados del sistema neumático.

El sistema neumático de la máquina sembradora de semillas en bandejas se somete a las siguientes pruebas de funcionamiento:

- Verificación de la línea de alimentación de aire comprimido desde el compresor.
- Verificación de conexiones de racores rápidos y mangueras de circulación de aire.
- Verificación y calibración de la unidad de mantenimiento para el proceso de succión.

- Verificación y calibración del regulador de presión para la expulsión de semillas.
- Verificación del nivel y ubicación del generador de vacío.
- Revisión de sellado en el tubo y boquillas de dosificación.

Luego de realizar las pruebas integrales del sistema neumático se confirmó la factibilidad de los equipos y conexiones de aire comprimido. Las boquillas de succión y tubo de dosificación se adaptan a las semillas utilizadas en la plantación, al igual que el caudal de vacío generado en el eyector.

4.5.4 Calibración de la máquina.

Antes de empezar con el proceso de siembra de semillas se debe revisar los siguientes parámetros de operación de la máquina:

- Funcionamiento del mecanismo de siembra.
- Desplazamiento del carro porta-bandejas.
- Absorción de las semillas.

a. Funcionamiento del mecanismo de siembra.

La barra de punzonado y el tubo de dosificación se mueven en conjunto desde la posición 1 para la recolección de semillas mediante las boquillas de succión hasta llegar a la posición 2 donde realiza el punzonado y colocación de semillas; todo esto por acción coordinada de los eslabones, la cadena de sincronización y el motor PaP.

En las Figura 4.26 se observa el mecanismo de siembra en la posición de recolección de semillas, en este punto las boquillas se mueven hacia la bandeja porta-semillas, para luego activar el eyector de vacío y empezar la succión.



Figura 4.26 Posición (1) recolección de semillas.

En la Figura 4.27 se muestra la posición de punzonado y colocación de semilla del mecanismo de siembra, en este punto la barra de punzonado presiona el sustrato, mientras las boquillas liberan las semillas.

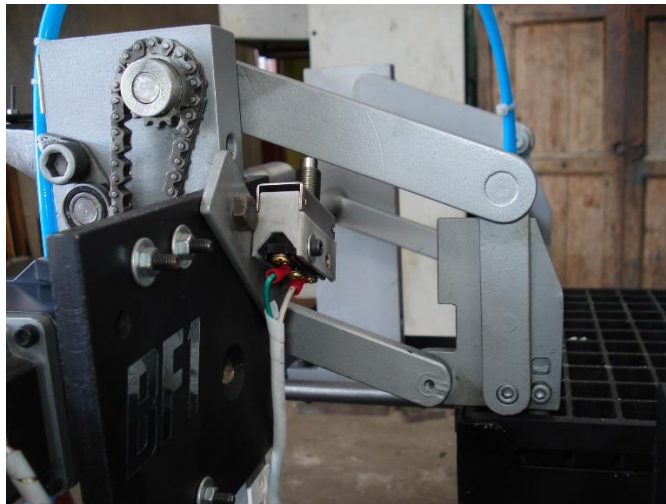


Figura 4.27 Posición (2) punzonado y colocación de semillas.

El mecanismo de siembra cuenta con dos sensores finales de carrera para detectar cuando el eslabón llega a la posición 1 y cuando el eslabón baja hasta la posición 2. En las pruebas se verificó y calibró la ubicación de los sensores con el objetivo de que el eslabón de entrada realice un giro de 170° entre cada posición marcada; garantizando así un óptimo desempeño del proceso de punzonado y siembra.

Por otra parte, la velocidad angular a la cual gira el motor PaP según la pruebas de funcionamiento fue de aproximadamente 11 RPM, valor similar al calculado en la sección 3.3.4.

b. Desplazamiento del carro porta bandejas.

El mecanismo piñón-cremallera se encarga de trasladar la bandeja con sustrato desde la posición de carga, a través del mecanismo de siembra y de regreso al punto de partida; el sistema esta accionado por el motor PaP que gira un ángulo de 85° el piñón para obtener un desplazamiento lineal de 25,4 mm entre cada hilera de siembra hasta finalizar las 22 hileras con un recorrido total de 585 mm. Con esto se garantiza que el proceso de siembra se realiza coordinadamente colocando cada semilla en cada una de las cavidades.

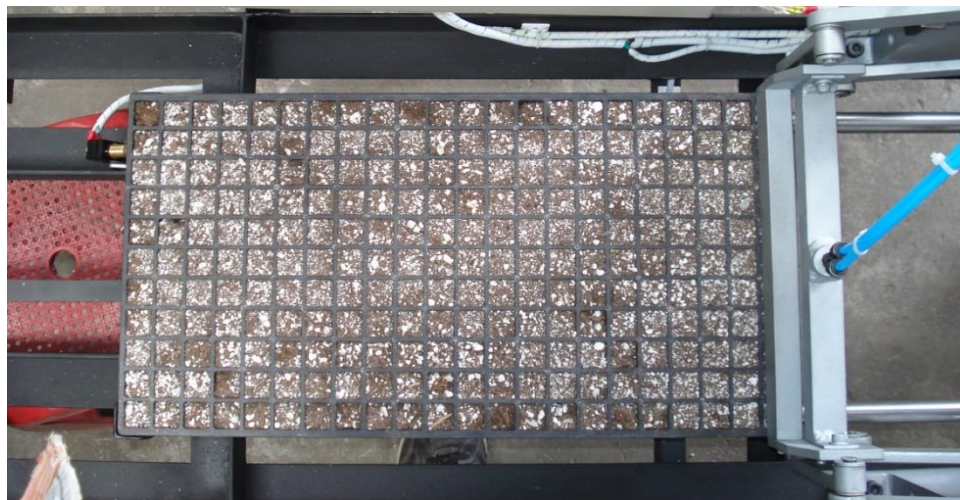


Figura 4.28 Desplazamiento del carro porta bandejas.

En la Figura 4.28 se observa las pruebas de desplazamiento realizadas en el carro porta bandejas. El sistema de transporte consta también de sensores finales de carrera que permiten indicar al controlador Arduino Mega la posición de la bandeja, el primero en el punto de partida del carro porta bandejas y el segundo ubicado como elemento de protección ante posibles colisiones al final del recorrido, con lo cual se obtiene una distancia útil de 600 mm en los ejes guías.

c. Absorción de las semillas.

Para el desarrollo de las pruebas de funcionamiento con respecto al sistema de absorción de semillas se analizaron cuatro casos a diferentes rangos de presión de aire en la entrada del eyector de vacío, lo cual se convierte en presión de vacío al interior del tubo y boquillas de dosificación. Los valores de presión y vacío correspondientes se detallan en la Tabla 4.9, para el análisis se tomaron 5 muestras por cada nivel de presión.

Tabla 4.9

Pruebas de regulación de caudal de vacío.

Regulación	Presión [MPa]	Vacío [bar]	Bandejas sembradas
25%	0,1	-0,08	5
50%	0,2	-0,34	5
75%	0,3	-0,54	5
100%	0,4	-0,7	5

Durante las pruebas se verificó los orificios de cada bandeja donde no se colocaban semillas y también el exceso de semillas dentro de una misma cavidad en los cuatro niveles de presión.

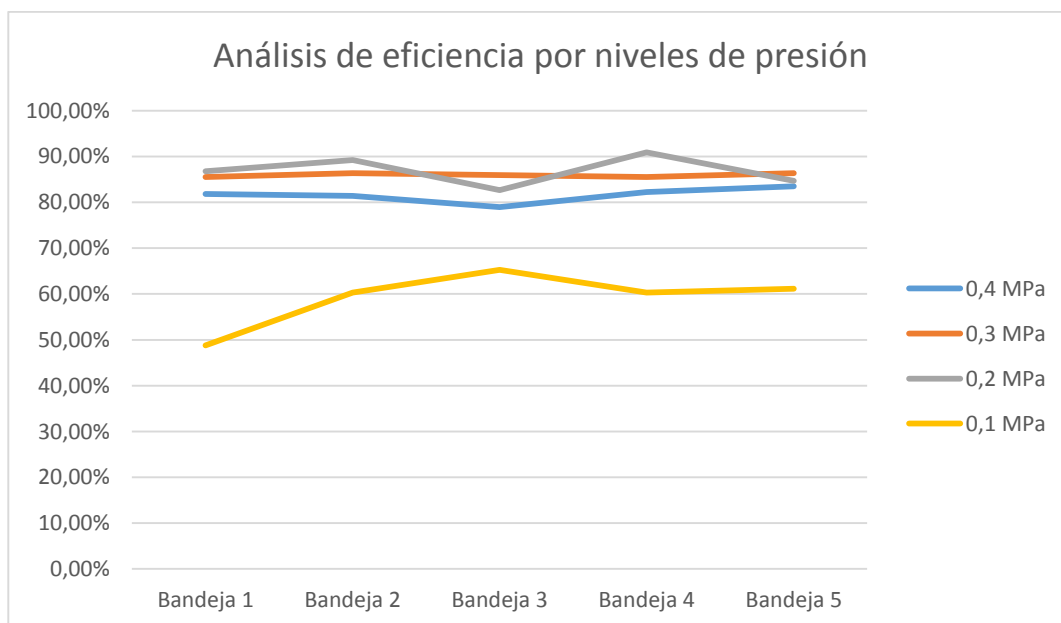


Figura 4.29 Análisis de eficiencia por niveles de presión.

En la Figura 4.29 se muestra el gráfico con el resultado final de las pruebas de succión de semillas, mostrando un nivel de eficiencia sostenido en el rango de presión de 0,3 MPa, el cual se entiende como el adecuado para el funcionamiento de la máquina sembradora.

Adicionalmente se verificó que el sistema de captación de semillas tiene un mejor desempeño cuando existe vibración uniforme y también suficientes semillas cargadas en el almacenador para que de esta manera puedan ser absorbidas con mayor rapidez por las boquillas, este requerimiento se cumple con la utilización de dos moto-vibradores en la parte inferior del porta-semillas.

Conjuntamente con la pruebas de absorción de semillas, se realizó el análisis de la distancia adecuada entre la boquilla de dosificación y las semillas a recoger. En la Tabla 4.10 se resumen los resultados, indicando que la distancia mínima efectiva es de 2 mm, con el generador de vacío seleccionado y manteniendo libres los orificios de las boquillas evitando que la suciedad pueda tapparlas.

Tabla 4.10

Pruebas de variación de altura de absorción.

Altura [mm]	Vacío [bar]	Succión de Semillas
2	-0,4	SI
4	-0,4	NO
6	-0,4	NO
8	-0,4	NO
10	-0,4	NO

4.5.5 Pruebas de sembrado.

Las pruebas de sembrado permiten conocer la efectividad del proyecto, comparando el proceso que se realiza manualmente con la inserción del

mecanismo de siembra automatizado, para ello se realizan los siguientes ensayos:

a. Producción de plántulas manual vs automatizado.

En la Tabla 4.11 se puede observar los resultados obtenidos del estudio de producción de plántulas con sembrado manual en un tiempo establecido y el trabajo de tres operarios. Estas pruebas se realizaron en febrero del año 2015 en la plantación Hortifresh ubicada en la parroquia de Pifo; empresa para la que se desarrolló el presente proyecto. Durante las pruebas se usaron bandejas de poliestireno entregadas por la empresa, las cuales se encuentran divididas en 11 cavidades por cada fila y 22 columnas hasta llegar a un número total de 242 cavidades.

Tabla 4.11

Producción de plántulas con un sembrado manual.

Operarios	Tiempo [min]	Bandejas sembradas	Plántulas equivalentes
4	15	4	968
4	30	8	1.936
4	60	16	3.872
4	120	32	7.744
4	240	64	15.488
4	480	128	30.976

El sembrado manual al ser un proceso tedioso y repetitivo los tiempos durante la siembra en bandejas no superan las cuatro horas consecutivas al día con el mismo grupo de trabajadores. También se observó que los porcentajes de eficiencia en este tipo de siembra son variables dependiendo de la experiencia del operario y el tipo de semilla a sembrar, necesitando tiempos adicionales para la verificación del número de semillas colocadas en cada cavidad. Según datos de la empresa, el porcentaje de eficiencia de una pilonera de sembrado manual es del 80%.

En la Tabla 4.12 se observa los datos recopilados luego del análisis del proceso de siembra empleando la máquina automática sembradora construida, en un tiempo establecido y con el trabajo de dos operarios. Para éste análisis se enfoca en los tiempos de trabajo y el recuso humano, la eficiencia del proceso de siembra se analiza en el siguiente ítem.

Tabla 4.12

Producción de plántulas con sembrado automatizado.

Operarios	Tiempo [min]	Bandejas sembradas	Plántulas equivalentes
2	15	5	1.210
2	30	10	2.420
2	60	20	4.840
2	120	40	9.680
2	240	80	19.360
2	480	160	38.720

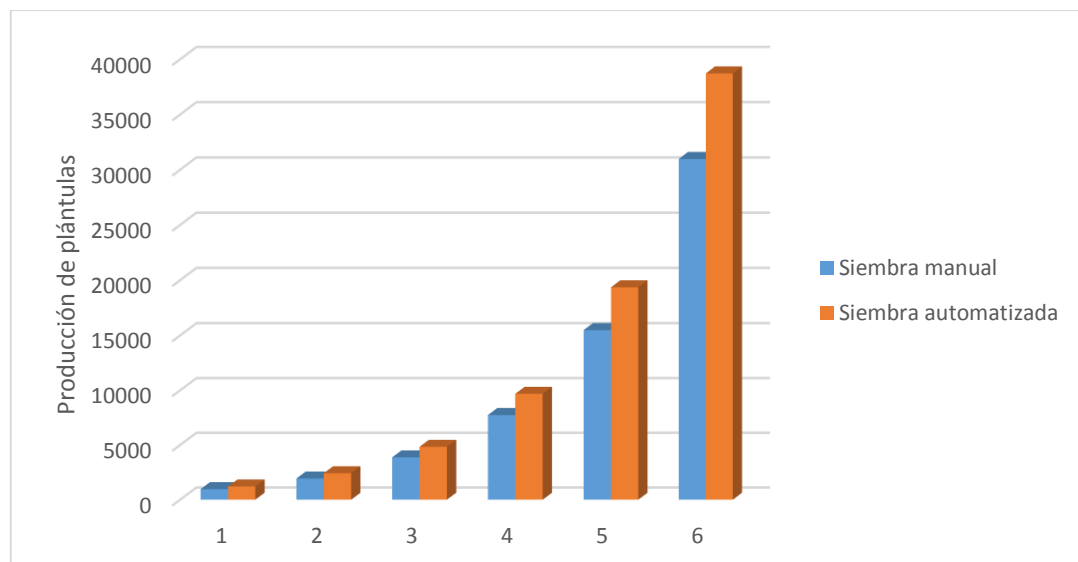


Figura 4.30 Producción de plántulas siembra manual vs automatizada.

En la Figura 4.30 se muestra un gráfico de columnas con los detalles comparativos entre la producción de plántulas por sembrado manual y automatizado, el resultado que se obtiene del sembrado automatizado es 25%

mayor que el sembrado manual en el mismo lapso de tiempo; además se obtuvo una reducción considerable en el número de operarios en un 50%. La máquina automática requiere un máximo de dos operarios para su funcionamiento, el uno se encarga de operar los mandos de la sembradora y el otro de preparar y organizar las bandejas con sustrato para su ingreso.

b. Tiempos de producción manual vs automatizado.

En la Tabla 4.13 se puede apreciar el detalle de los tiempos de sembrado para un mismo grupo de plántulas, contraponiendo según el tipo de siembra realizado sea esta manual o automatizada.

Tabla 4.13

Tiempo de producción de plántulas sembrado manual vs. automatizado

Número de Bandejas	Plántulas equivalentes	Tiempo [min] Siembra manual	Tiempo [min] Siembra automatizada
4	968	15	12
8	1.936	30	24
16	3.872	60	48
32	7.744	120	96
64	15.488	240	192
128	30.976	480	384

En la Figura 4.31 se observa un indicador gráfico con los tiempos de sembrado manual y automatizado, el resultado que se obtiene del sembrado automatizado es 25% más rápido que el sembrado manual, además se redujo el número de operarios en un 50%.

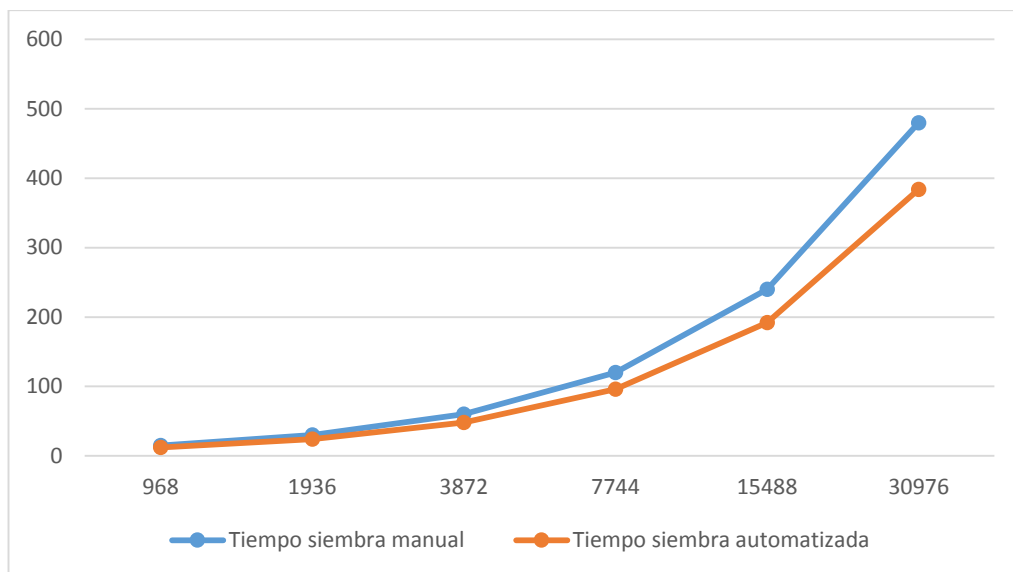


Figura 4.31 Tiempo de sembrado manual vs automatizado.

c. Eficiencia del proceso de siembra.

Para el análisis de la eficiencia del proceso de siembra, se realizaron una serie de pruebas en las cuales se asignó como variable dependiente la presión de entrada del regulador de vacío, y como parámetros de muestreo el número de semillas sembradas, cavidades sin sembrar y cavidades con exceso de semillas dentro de la bandeja. En conjunto se analizaron un total de 20 bandejas, distribuidas en 5 muestras por cada nivel de presión.

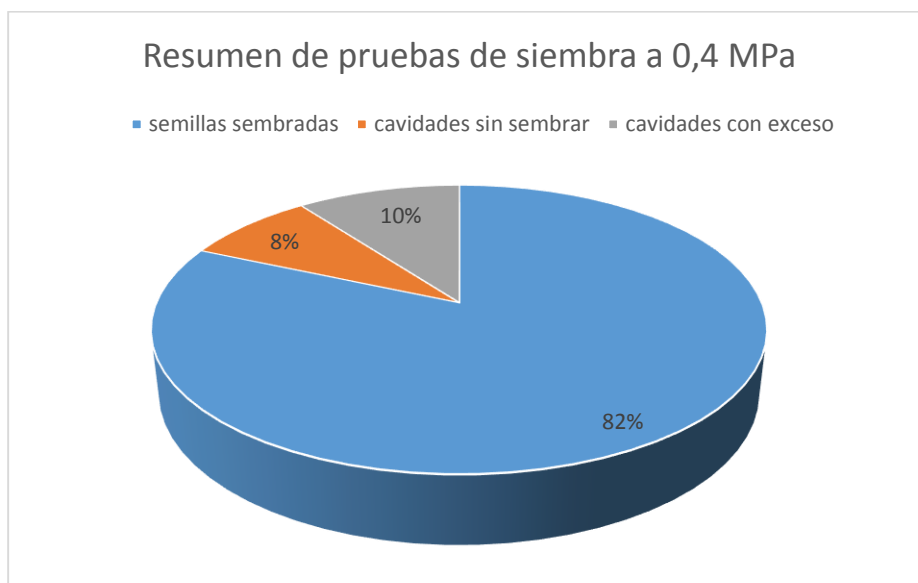


Figura 4.32 Resumen de pruebas de siembra a 0,4 MPa.

En la Figura 4.32 se puede observar los porcentajes de siembra con la máquina operando a una presión de 0,4 MPa del universo de 1.210 cavidades analizadas, 987 corresponden a semillas de remolacha sembradas correctamente, 99 son cavidades sin sembrar y 124 cavidades con exceso de semillas. Se obtiene por lo tanto una eficiencia del 82% para esta prueba.

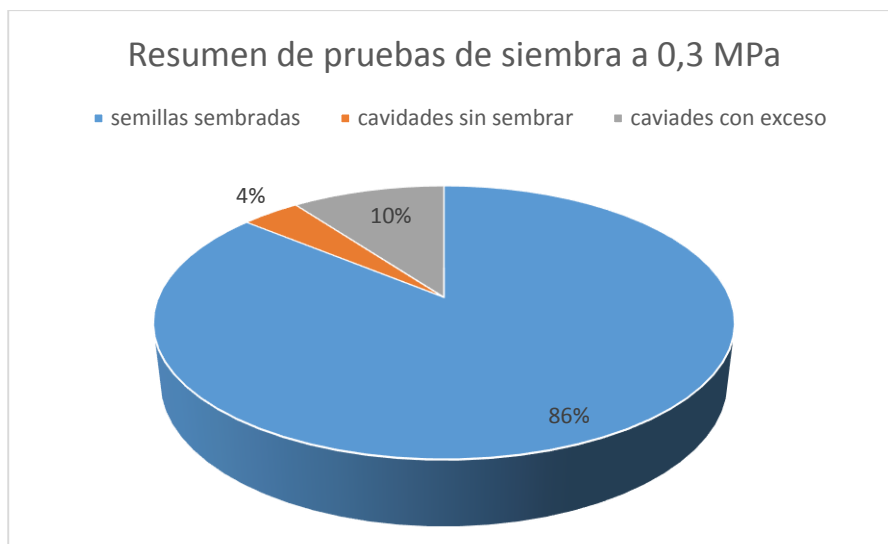


Figura 4.33 Resumen de pruebas de siembra a 0,3 MPa.

En la Figura 4.33 se puede observar los porcentajes de siembra con la máquina operando a una presión de 0,3 MPa del universo de 1.210 cavidades analizadas, 1.040 corresponden a semillas de remolacha sembradas correctamente, 47 son cavidades sin sembrar y 123 cavidades con exceso de semillas. Se obtiene por lo tanto una eficiencia del 86% para esta prueba.

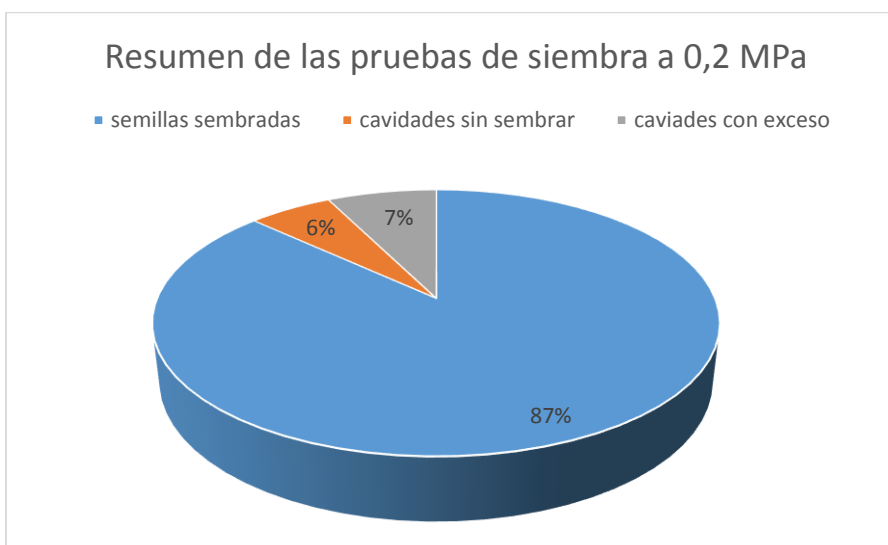


Figura 4.34 Resumen de pruebas de siembra a 0,2 MPa.

En la Figura 4.34 se puede observar los porcentajes de siembra con la máquina operando a una presión de 0,2 MPa del universo de 1.210 cavidades analizadas, 1.051 corresponden a semillas de remolacha sembradas correctamente, 69 son cavidades sin sembrar y 90 cavidades con exceso de semillas. Se obtiene por lo tanto una eficiencia del 87% para esta prueba.

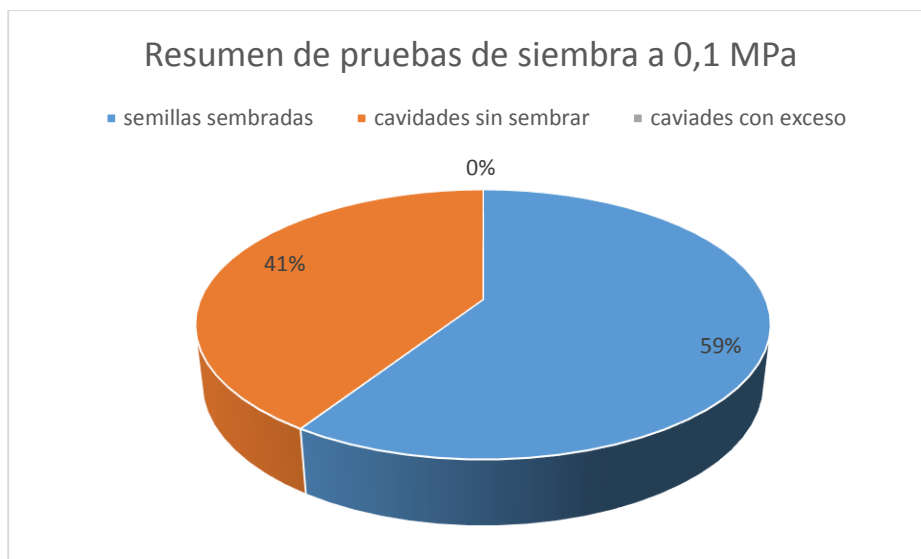


Figura 4.35 Resumen de pruebas de siembra a 0,1 MPa.

En la Figura 4.35 se puede observar los porcentajes de siembra con la máquina operando a una presión de 0,1 MPa del universo de 1.210 cavidades analizadas, 716 corresponden a semillas de remolacha sembradas correctamente, 494 son cavidades sin sembrar y ninguna cavidad con exceso de semillas. Se obtiene por lo tanto una eficiencia del 59% para esta prueba.

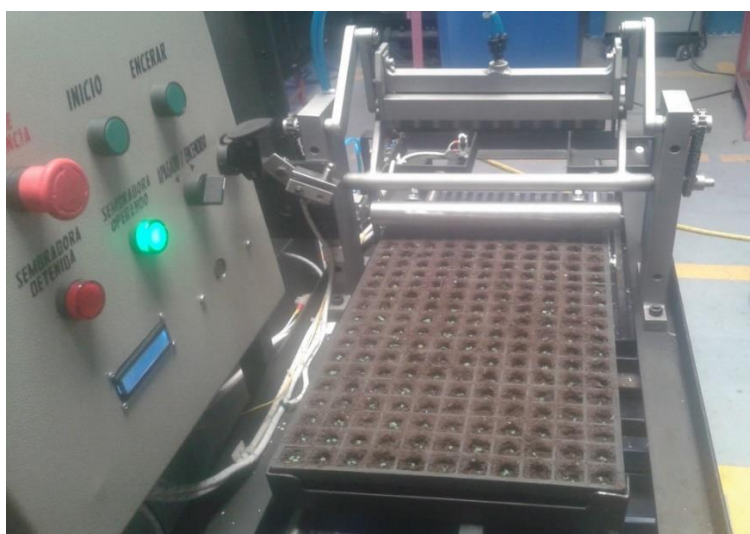


Figura 4.36 Bandeja sembrada con semillas de remolacha.

En la Figura 4.36 se observa una bandeja sembrada, en algunas cavidades se aprecia que existen más de una semilla esto se debe a diversos factores externos como por ejemplo: las semillas se encuentran pegadas por humedad; algunas cavidades no se sembraron debido a las posibles causas: se tapó la boquilla de succión por alguna suciedad, no hubo suficientes semillas en el almacenador.

Continuando con las pruebas se procede a revisar la eficiencia de las boquillas de dosificación individualmente según el nivel de presión en el eyector de vacío.

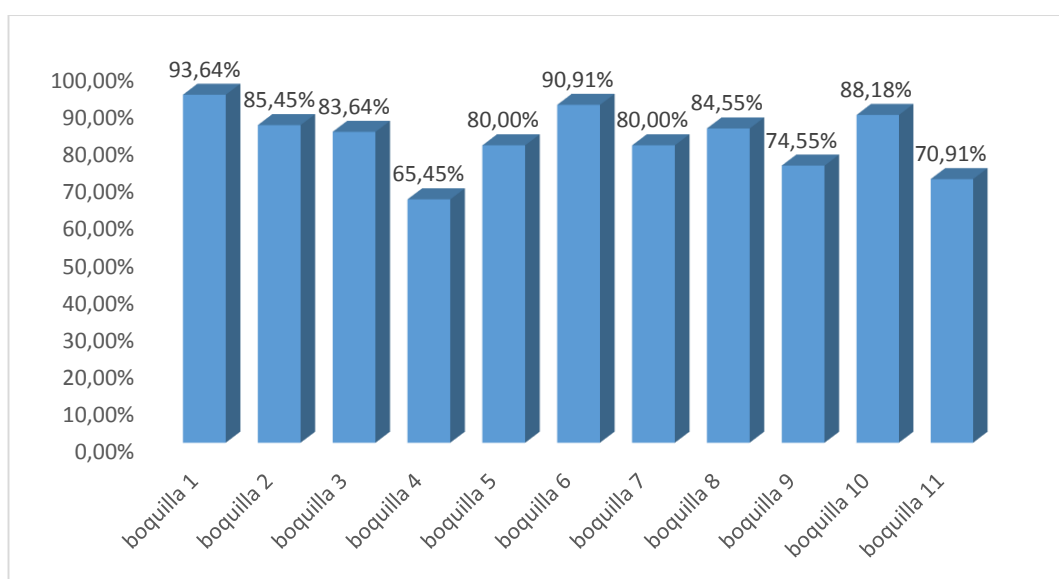


Figura 4.37 Detalle de eficiencia por boquillas con 0,4 MPa de presión.

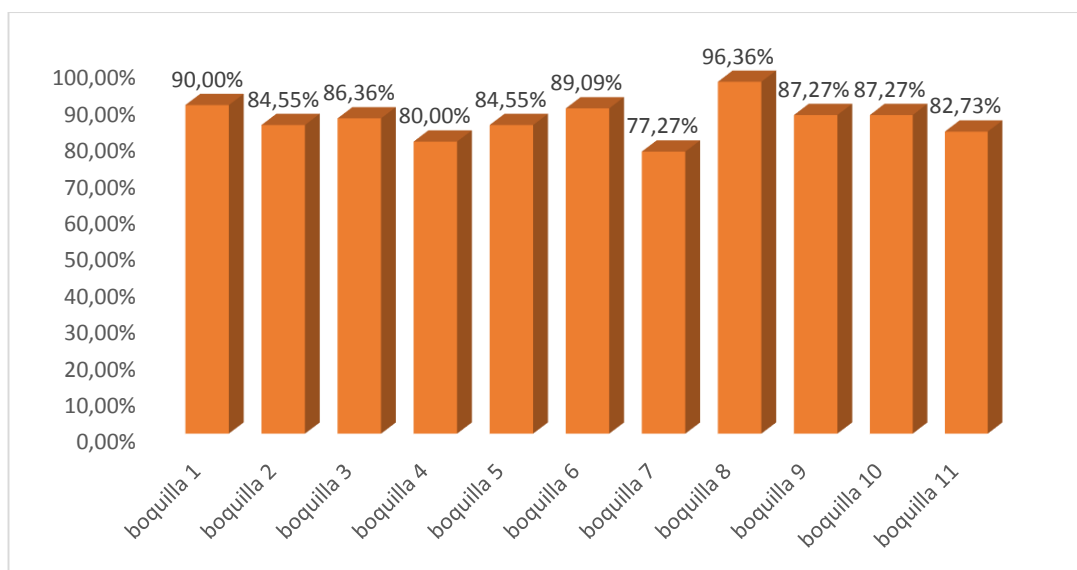


Figura 4.38 Detalle de eficiencia por boquillas con 0,3 MPa de presión.

En la Figura 4.37 se aprecia el gráfico estadístico para las pruebas realizadas con un nivel de presión de 0,4 MPa las boquillas con las etiquetas 4, 9 y 11 presentan un bajo desempeño, menor al 80%, con respecto a las boquillas restantes. En la Figura 4.38 se aprecia el gráfico estadístico para las pruebas realizadas con un nivel de presión de 0,3 MPa la boquilla con las etiqueta 4, 7 y 11 presentan un bajo desempeño, menor al 85%, con respecto a las boquillas restantes.

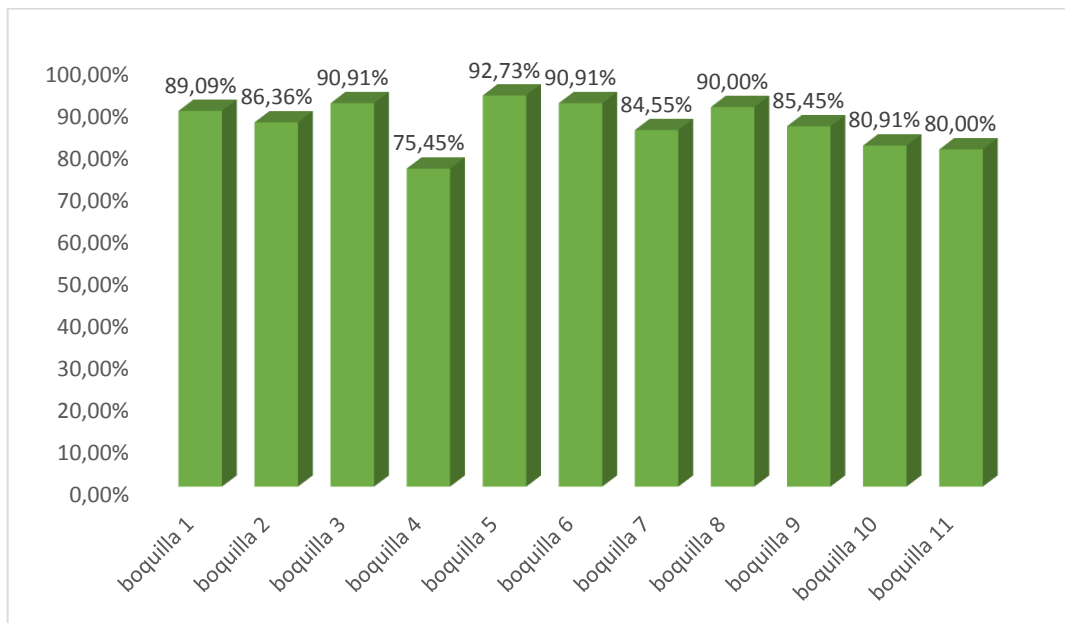


Figura 4.39 Detalle de eficiencia por boquillas con 0,2 MPa de presión.

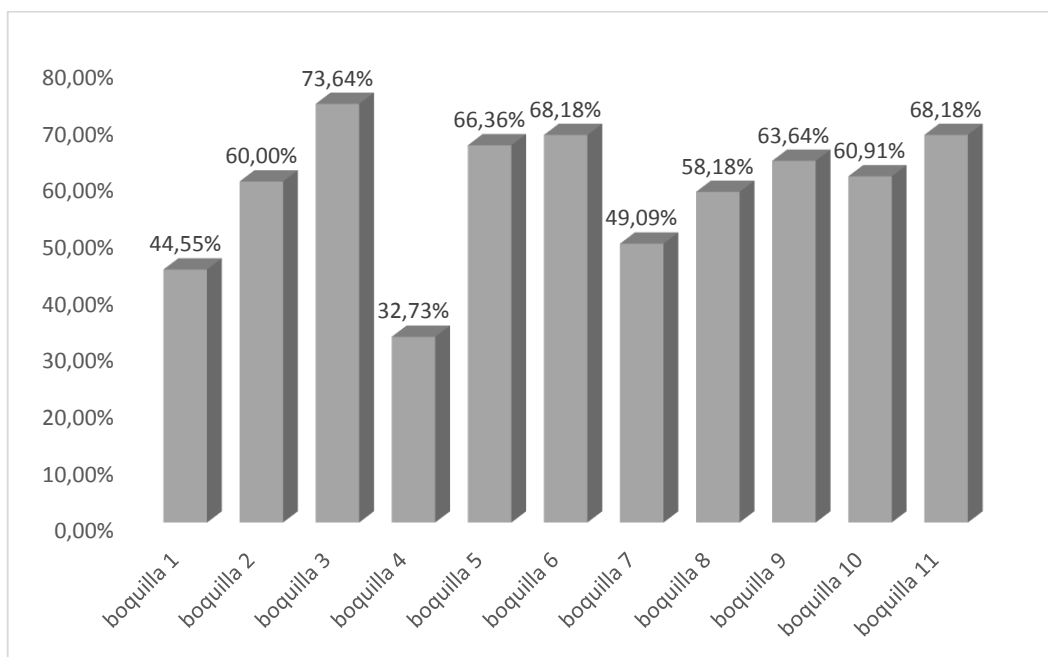


Figura 4.40 Detalle de eficiencia por boquillas con 0,1 MPa de presión.

Seguidamente en la Figura 4.39 se aprecia el gráfico estadístico para las pruebas realizadas con un nivel de presión de 0,2 MPa la boquilla con las etiqueta 4, 7, 10 y 11 presentan un bajo desempeño, menor al 85% con respecto a las boquillas restantes.

En la Figura 4.40 se observa el gráfico estadístico para las pruebas realizadas con un nivel de presión de 0,1 MPa aquí se observa claramente una disminución en la capacidad de retención de la semillas, esto se debe a que el vacío producido por el eyector no alcanza para abastecer al tubo de dosificación. Del estudio conjunto se puede resumir que las boquillas en general se desempeñan con mayor eficiencia en el rango de presiones de 0,3 a 0,2 MPa así también el análisis de resultados muestra que las boquillas 4, 7, 10 y 11 requieren ser calibradas a fin de aumentar su eficiencia.

Finalmente para terminar con las pruebas de sembrado en bandejas de la máquina, se realiza el análisis de eficiencia por filas sembradas, de la misma forma que las anteriores pruebas se analizan 5 muestras (bandejas) por cada rango de presiones.

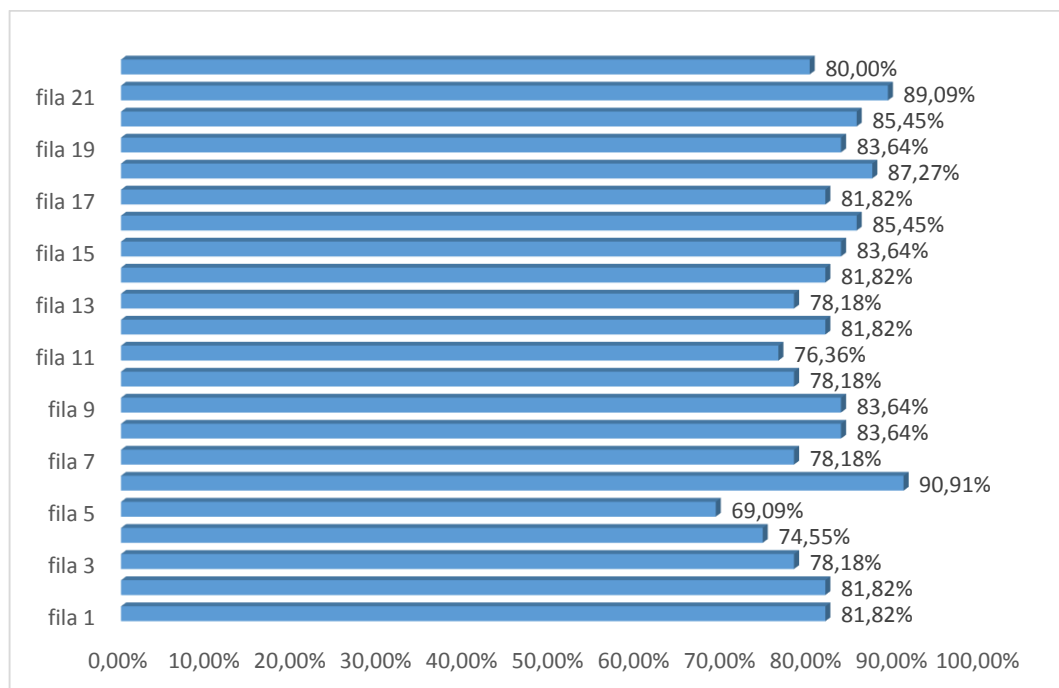


Figura 4.41 Eficiencia por filas sembradas con presión 0,4 MPa.

En la Figura 4.41 se observa el gráfico estadístico con los porcentajes de eficiencia por número de filas y la máquina operando con una presión de 0,4

MPa de aquí se deduce que la fila 5 presenta menor eficiencia con un 69,09% de siembra y la fila 6 el mejor desempeño con un 90,91%.

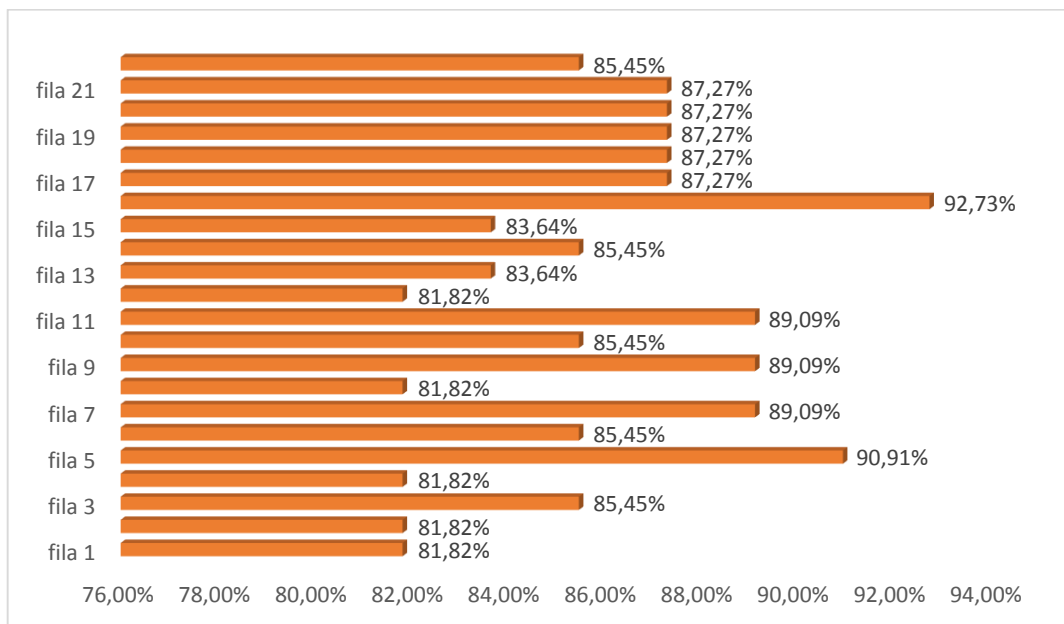


Figura 4.42 Eficiencia por filas sembradas con presión 0,3 MPa.

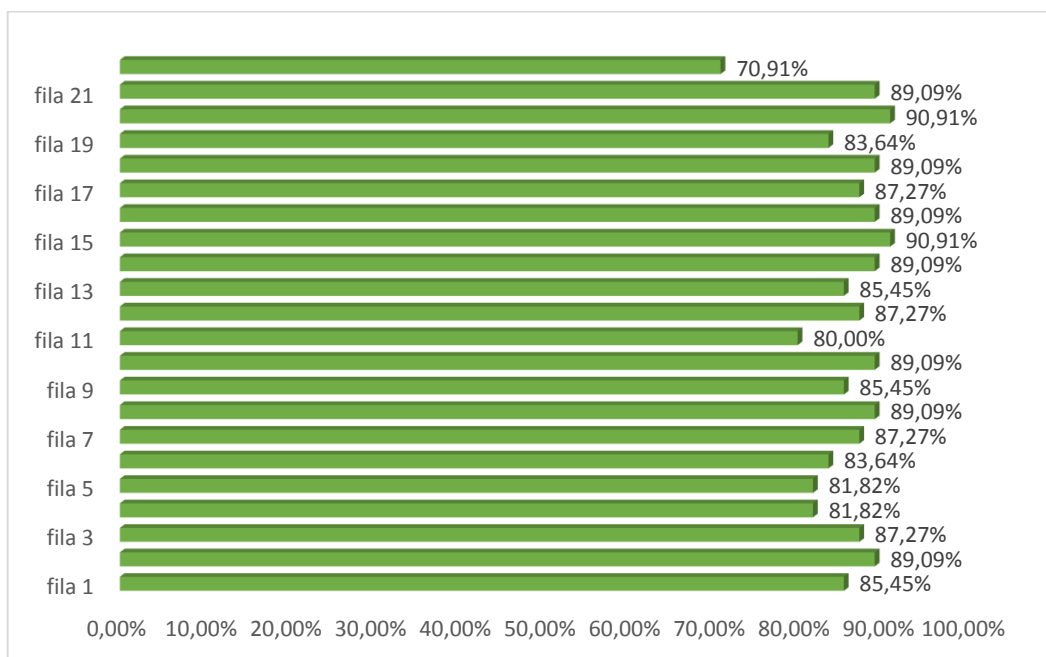


Figura 4.43 Eficiencia por filas sembradas con presión 0,2 MPa.

En la Figura 4.42 se observa el gráfico estadístico con los porcentajes de eficiencia por número de filas y la máquina operando con una presión de 0,3 MPa de este gráfico se concluye que las filas: 1, 2, 4, 8, 12 presentan menor

eficiencia con un 81,82% de siembra y la fila 16 el mejor desempeño con un 92,73%.

En la Figura 4.43 se observa el gráfico estadístico con los porcentajes de eficiencia por número de filas y la máquina operando con una presión de 0,2 MPa de este gráfico se concluye que la fila 22 presenta menor eficiencia con un 70,91% de siembra y las filas 15 y 20 el mejor desempeño con un 90,91%.

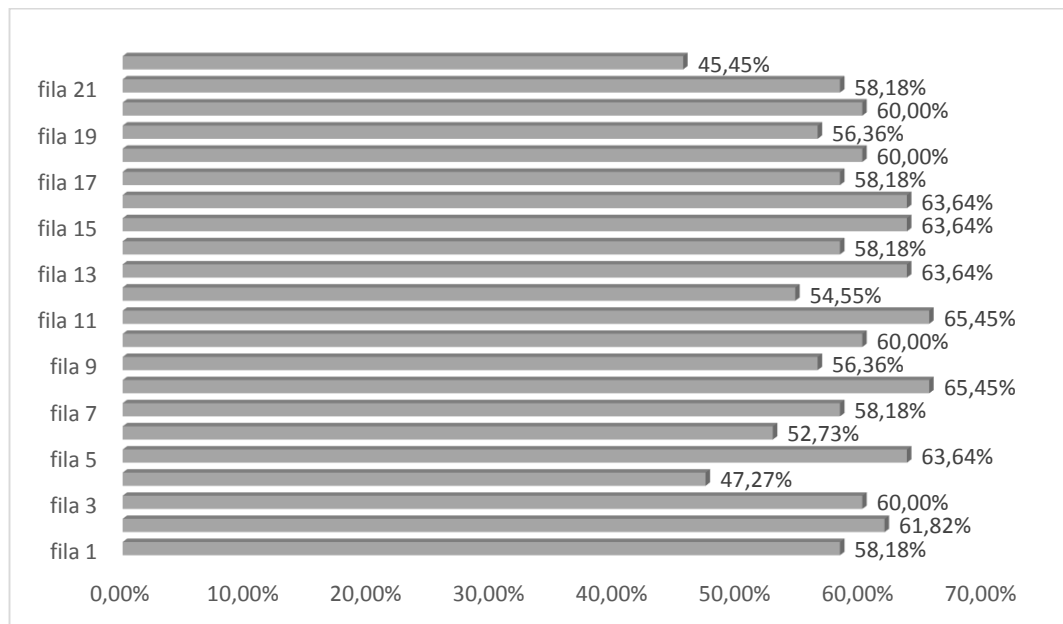


Figura 4.44 Eficiencia por filas sembradas con presión 0,1 MPa.

Por último en la Figura 4.44 se aprecia el gráfico estadístico con los con el eyector de vacío operando a una presión de 0,1 MPa de este gráfico se concluye que la fila 22 presenta menor eficiencia con un 45,45% de siembra y las filas 8 y 11 el mejor desempeño con un 65,45%.

Después de realizar las pruebas de sembrado por filas de la bandeja y el análisis respectivo se deduce que el proceso de siembra se realiza con mayor eficiencia en el rango de 0,2 a 0,3 MPa también que el mecanismo piñón-cremallera opera coordinadamente con el mecanismo de siembra sincronizando las bandejas.

4.6 Análisis económico del proyecto.

Una vez implementado la máquina automática sembradora de semillas en bandejas con control de proceso, se requiere de un análisis técnico –

económico para valorar su funcionalidad. En la Tabla 4.14 se detallan los materiales y equipos utilizados en la construcción e implementación de la máquina sembradora con sus respectivos costos de adquisición.

Tabla 4.14

Nómina de elementos utilizados en proyecto.

No.	Descripción	Cant.	P. Unit.	P. Total
Sistema Mecánico				
1	Ejes de transmisión de 1" AISI 1018	1	10,00	10,00
2	Ejes de transmisión de 1 ½ " AISI 1018	1	22,00	22,00
3	Eje rectificado de 20 mm AISI 316	1	90,00	90,00
4	Barra cuadrada de 1 ¼ " SAE 1045	1	55,00	55,00
5	Perfil ángulo doblado 50 mm espesor 5 mm, ASTM A36	1	25,00	25,00
6	Perfil ángulo doblado 30 mm espesor 3 mm, ASTM A36	1	10,00	10,00
7	Platina 30mm x 4mm ASTM A36	1	15,00	15,00
8	Plancha de acero AISI 1018, espesor 26 mm	1	40,00	40,00
9	Plancha de aluminio 6061 T4, espesor 22 mm	1	120,00	120,00
10	Perfil de aluminio 6063 T4, espesor 3 mm	1	10,00	10,00
11	Tubo cuadrado de aluminio de 1"	1	10,00	10,00
12	Casquillos de bronce fosfórico	8	5,00	40,00
13	Cadena de distribución D.I.D.	1	50,00	50,00
14	Piñones de sincronización	4	10,00	40,00

CONTINÚA 

15	Rodamientos lineales HK2030	4	20,00	80,00
16	Pernos y otros	1	60,00	60,00

Subtotal sistema mecánico:

USD. 677,00

Sistema Eléctrico/Electrónico

17	Paquete: motor a pasos y driver (serie CMK)	2	400,00	800,00
18	Soporte de montaje motor PaP	2	35,00	70,00
19	Fuente electrónica de 24 V a 4 A	2	60,00	120,00
20	Fuente electrónica de 5 V a 5 A	1	36,00	36,00
21	Módulo de relés 5 VDC	1	18,00	18,00
22	Placa electrónica Arduino Mega 2560	1	70,00	70,00
23	Pantalla LCD 16x2	1	8,00	8,00
24	Sensor finales de carrera Dixen	4	10,00	40,00
25	Motor oscilador DC	2	10,00	20,00
26	Resistencia ¼ W	5	0,10	0,50
27	Cable eléctrico flexible AWG 18	40	0,35	14,00
28	Cable eléctrico flexible AWG 20	10	0,60	6,00
29	Terminales espiga	100	0,10	10,00
30	Gabinete metálico 40x40x20	1	56,00	56,00
31	Riel DIN perforada	1	3,00	3,00
32	Borneras para riel DIN 6 mm	9	2,00	18,00
33	Borneras para riel DIN 2,5 mm	24	1,25	30,00
34	Porta fusible para riel DIN a 32 A	3	2,50	7,50
35	Canaleta 25x40 ranurada	1	7,00	7,00
36	Luces piloto 110 V	2	2,50	5,00
37	Pulsadores/selectores	4	3,50	14,00

CONTINÚA 

38	Manguera espiral ¼ "	2	4,00	8,00
<i>Subtotal sistema eléctrico/electrónico:</i>			<i>USD. 1.361,00</i>	
Sistema Neumático				
39	Generador de vacío	1	60,00	60,00
40	Electroválvula 5/2 a 24 VDC	1	35,00	35,00
41	Filtro/regulador ¼ (7-120 psi)	1	35,00	35,00
42	Manguera de poliuretano 6 mm	5	1,00	5,00
43	Racores rápidos 6 y 8 mm (¼ MPT)	10	2,00	20,00
44	Regulador presión ¼ (7-120 psi)	1	28,00	28,00
<i>Subtotal sistema neumático:</i>			<i>USD. 183,00</i>	
Total:			USD. 2.221,00	

Adicionalmente en la Tabla 4.15 se detallan los costos por investigación, mecanizado de piezas, ensamble y manufactura durante la realización del presente proyecto.

Tabla 4.15

Costos de desarrollo e implementación del proyecto.

No.	Descripción	P. Unitario
1	Diseño, investigación y desarrollo	600
2	Construcción e implementación	1.200
Total:		\$ 1.800

Entonces la inversión total del proyecto suma 4.021 USD pero un sistema automatizado de siembra en bandejas fabricado en otros países se encuentra costando 9.000 USD, esto dependiendo de la configuración y funciones que se requiera, por lo cual se obtuvo un costo beneficio de 4.979 USD a favor de la plantación Hortifresh.

Con la incorporación de la máquina sembradora automática en el proceso de germinación por bandejas, la empresa Hortifresh emplea solamente a dos operarios por lo tanto se reduce los costos de mano de obra mensual, lo que permite recuperar la inversión por adquisición de la máquina en aproximadamente 8 meses de operación del módulo de siembra.

Cabe destacar que la máquina construida en el presente proyecto, tiene un diseño innovador, fabricada en base a elementos comercialmente disponibles en el mercado nacional y usando programación y controladores de plataforma libre lo cual le hacen adaptable y escalable según las necesidades del sector agrícola ecuatoriano.

4.7 Validación de la hipótesis.

La hipótesis planteada para el proyecto es:

¿La construcción e implementación de una máquina sembradora automática de semillas en bandejas con control de proceso, contribuirá en la reducción de costos y aumento de la productividad en la empresa Hortifresh?

En base a los resultados obtenidos de las pruebas de sembrado (Sección 4.5.5) se comprobó que la máquina sembradora automática de semillas en bandejas incrementa en un 25% los niveles de producción del área de germinación en la empresa Hortifresh con relación a la siembra de forma manual.

Adicionalmente con la incorporación de la máquina dentro de la línea de producción de la empresa se consigue reducir los costos por mano de obra mensual en un 50% en la misma área; al mismo tiempo se mejora considerablemente las condiciones de trabajo en aspectos de ergonomía y bienestar del personal al automatizar una tarea repetitiva y desgastante físicamente.

Según los resultados técnico – económicos obtenidos se confirma la factibilidad y beneficios del desarrollo e implementación del presente proyecto de titulación.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1 Conclusiones.

- El diseño del mecanismo de siembra mediante un eslabonamiento de 4 barras presenta una innovación en su funcionamiento que permite realizar el punzonado del sustrato y la colocación de la semilla en una sola operación; los beneficios de este diseño se ven reflejados en la construcción de una máquina más compacta y de menor costo.
- Los resultados de las pruebas de productividad muestran que la máquina sembradora de semillas permite reducir costos de producción en un 50%, al producir 4.840 pilones por hora empleando dos operarios mientras que con un sembrado manual y 4 trabajadores la empresa produce 3.872 pilones por hora.
- Con la incorporación del módulo de siembra en el área de germinación de la empresa Hortifresh se logró incrementar la producción de semilleros en un 25% esto es, 968 bandejas por hora adicionales a las que se produce en condiciones normales con un proceso de siembra manual.
- Según los resultados de las pruebas de funcionamiento realizadas se determinó que la presión suministrada al eyector de vacío debe estar en el rango de 0,2 a 0,3 [MPa] para lograr que las boquillas de succión absorban solo una semilla, caso contrario al incrementar la presión de succión las boquillas pueden absorber dos o hasta tres semillas y en el otro escenario al reducir el caudal de aire, la succión no alcanza para retener las semillas en ambos casos se produce fallas en el proceso de siembra.
- De acuerdo a los resultados de las pruebas de sembrado realizadas se obtuvo que a 0,4 [MPa] la máquina tiene un 82% de semillas

sembradas, 8% de cavidades con exceso y 10% de cavidades sin sembrar. A 0,3 [MPa] tiene un 86% de semillas sembradas, 10% de cavidades con exceso y 4% de cavidades sin sembrar. A 0,2 [MPa] presenta un 87% de semillas sembradas, 7% de cavidades con exceso y 6% de cavidades sin sembrar. Finalmente a 0,1 [MPa] muestra un 59% de semillas sembradas, 0% de cavidades con exceso y 41% de cavidades sin sembrar.

- Los porcentaje de eficiencia de la máquina según las pruebas de sembrado son: del 81,57% operando con presión de 0,4 [MPa], eficiencia del 85,95% operando con presión de 0,3 [MPa], eficiencia del 86,86% operando con presión de 0,2 [MPa] y eficiencia del 59,17% operando con presión 0,1 [MPa] a la entrada del eyector de vacío.
- Los materiales para la construcción de la máquina fueron seleccionados exitosamente en base a parámetros mecánicos, como resistencia a la fluencia, resistencia a la corrosión, durabilidad, peso y buena apariencia, establecidos durante la fase de diseño. Así también la mayoría de piezas fueron fabricadas mediante procesos de mecanizado por ordenador lo que permite tener un menor costo de producción si se necesitara reemplazar algún eslabón.
- Para operar la máquina se requiere solamente de una persona que se encargue de manipular los elementos de mando ubicados en el tablero de control y supervisar la interfaz gráfica que contiene información con los detalles del proceso de siembra, como son: el número de bandejas sembradas, parada del proceso y enceramiento de ejes.
- El costo por el diseño, construcción e implementación de la máquina automática sembradora de semillas en bandejas suma un total de 4.021 USD, inversión que la empresa Hortifresh recuperará en aproximadamente 8 meses de operación de la máquina, trabajando en jornadas continuas de 6 a 8 horas diarias.

- La automatización del proceso de punzonado y siembra en bandejas contribuyó a mejorar notablemente las condiciones laborales del personal que trabaja en la empresa Hortifresh; con la instalación de la máquina se suspendió una tarea repetitiva y desgastante físicamente para los operarios, con lo cual el proceso de siembra se volvió más ergonómico y sencillo de realizar.
- Para el control y programación del módulo de siembra se utilizó software de plataforma libre disminuyendo así los costos por adquisición de licencias, además permite que a futuro la empresa Hortifresh pueda expandir o modificar libremente las funciones de la máquina aumentando su valor agregado.

5.2 Recomendaciones.

- Para incrementar las prestaciones del generador de vacío se recomienda la implementación de un sistema por bomba de vacío ubicado en el bastidor, el cual permite entre otros beneficios: disminuir los consumos de caudal de aire y prescindir del uso del compresor, además de otorgar mayor autonomía en la operación de la máquina sembradora.
- Según los resultados de las pruebas de sembrado realizadas, las boquillas de dosificación con las etiquetas 4, 7, 10 y 11 necesitan ser calibradas para mejorar su eficiencia en la siembra, para esto se recomienda revisar el ajuste en la rosca de empate con el tubo de dosificación y recubrir de sellador los contornos para evitar la pérdida de vacío.
- El tubo con las boquillas de dosificación puede ser removido fácilmente por el operador, acoplado según el tipo de semilla que se quiera sembrar por lo cual se recomienda contar con un juego de boquillas extras, y así expandir la capacidad de producción de la máquina.

- El módulo de siembra construido realiza las operaciones de: punzonado y colocación de la semilla, estas actividades pueden ser complementadas con la colocación del sustrato en las bandejas y también con el recubrimiento y riego luego de la siembra; consiguiendo de esta manera un sistema de siembra integral y automatizada en cada una de sus fases.
- De requerirse un aumento en los volúmenes de producción de almácigos se recomienda reemplazar el sistema de transporte piñón-cremallera instalado por un sistema de banda transportadora para movilizar las bandejas, de esta manera el proceso se vuelve unidireccional, eliminando los tiempos de carga y descarga de bandejas.
- Previo al encendido de la máquina sembradora se recomienda realizar una inspección rutinaria de los elementos mecánicos, eléctricos y neumáticos, así como también la limpieza de la base porta-semillas para eliminar cualquier suciedad ya que existe el riesgo de que las puntas de succión se puedan tapar.
- La presión de funcionamiento del generador de vacío es de 100 a 600 KPa, por lo que se recomienda antes de utilizar la máquina verificar la conexión al compresor y el manómetro indicador de presión.
- Si el nivel de producción y la empresa lo requieren se recomienda implementar un sistema SCADA que permita al departamento de gerencia, supervisar y controlar el proceso de siembra de semillas en bandejas en tiempo real; incluyendo el acceso a un historial de producción con un registro de fallos, elevando de esta manera las prestaciones del módulo de punzonado y siembra.
- Se recomienda que los operarios que estén cerca de la máquina utilicen orejeras de protección para evitar el ruido que se produce por la salida de aire a presión en el eyector de vacío.

BIBLIOGRAFÍA.

- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D.F.: McGraw-Hill Interamericana.
- Cardona, S., & Clos, D. (2001). *Teoría de máquinas*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya.
- Chancusi, S., & Navarrete, P. (4 de 2014). Diseño y construcción de una impresora 3d auto-replicable controlada inalámbricamente para el prototipado de piezas plásticas de bajo costo, mediante software libre (tesis de pregrado). Latacunga, Cotopaxi, Ecuador: Universidad de la Fuerzas Armadas - ESPE.
- Clavijo Cornejo, E. C. (Mayo de 2002). Diseño del dispositivo de siembra en charolas de germinación (tesis de pregrado). México, D.F., México: Insituto Politécnico Nacional.
- Defaz, J., & Vargas, W. (Noviembre de 2013). Diseño y construcción e implementación de una máquina dosificadora de tinta de tres colores para la pigmentación de las rosas nevado tinted en la empresa nevado roses (tesis de pregrado). Latacunga: Universidad de la Fuerzas Armadas.
- Kuo, B. (1996). *Sistemas de control automático* (7 ed.). México, D.F.: Prentice Hall Hispanoamericana.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). (G. Virgilio, Trad.) México, D.F.: Pearson Educación.
- Senner, A. (1994). *Principios de electrónica*. Barcelona: Reverté.
- Tipler, P., & Mosca, G. (2005). *Física para la ciencia y la tecnología*. Barcelona: Reverté.

LINKOGRAFÍA.

- Aragonesa, P. E. (s. f.). *Piñón-Cremallera*. Recuperado el 5 de Diciembre de 2014, de Plataforma E-Ducativa Aragonesa: http://e-ducativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio//1000/1102/html/1_pincremallera.html
- Arduino. (2014). *Arduino Mega 2560*. Recuperado el 10 de Enero de 2015, de Arduino cc: <http://arduino.cc/en/Main/arduinoBoardMega2560>
- Arduino. (2014). *Intel Galileo*. Recuperado el 10 de Enero de 2015, de Arduino cc: <http://arduino.cc/en/ArduinoCertified/IntelGalileo>
- Automation. (2014). *Stepper Motor*. Recuperado el 20 de Febrero de 2015, de Automation Technology: <http://www.automationtechnologiesinc.com/products-page/nema-23>
- AutomationDirect. (12 de Agosto de 2005). *Sistema de motores paso a paso manual*. Obtenido de <https://www.automationdirect.com/static/manuals/surestepmanualsp/surestepmanualsp.pdf>
- Barrasa Artamendi, E., & Pedruzo Abásolo, I. (s. f.). *Tipos de rodamientos*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2014, de Escuela de Ingeniería Técnica Industrial de la Universidad del País Vasco: http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema17_01.htm
- Barwad, R. (15 de Octubre de 2014). *Difference between AC Servo Motor and DC Servo Motor*. Recuperado el 15 de Febrero de 2015, de Polytechnic Hub: <http://www.polytechnichub.com/difference-between-ac-servo-motor-and-dc-servo-motor/>
- Bearings. (2012). *Sistema de guiado lineal*. Recuperado el 20 de Enero de 2015, de Bearings Transmission: http://www.bearingstransmission.com/~bearings/bearings/index.php?seccion=tienda-categoria&id_cat=9
- Campos, W. (5 de Agosto de 2010). *Tema II: Mecanismos de eslabones articulados*. Recuperado el 29 de Enero de 2015, de Fundamentos De Maquinas (WMN): <http://fundamentosdemaquinaswmn.blogspot.com/2010/08/normal-0-21-false-false-false-es-x-none.html>

- Dacs. (15 de Abril de 2013). *Sensor capacitivo*. Recuperado el 22 de Febrero de 2015, de Sensores de proximidad:
<http://sensoresdeproximidad.blogspot.com/p/capacitivo.html>
- Dacs. (15 de Abril de 2013). *Sensor fin de carrera*. Recuperado el 22 de Febrero de 2015, de Sensores de proximidad:
<http://sensoresdeproximidad.blogspot.com/p/sensor-fin-de-carrera-el-final-de.html>
- Dacs. (15 de Abril de 2013). *Sensor infrarrojo*. Recuperado el 22 de Febrero de 2015, de Sensores de Proximidad:
<http://sensoresdeproximidad.blogspot.com/p/infrarrojo.html>
- Daido. (2007). *DID General Catalog*. Recuperado el 28 de Mayo de 2015, de Daido Kogyo Co: <http://www.did-daido.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>
- Distritec. (23 de Septiembre de 2013). *¿qué es una electroválvula y para qué sirve?* Recuperado el 20 de Diciembre de 2014, de Distritec:
<http://www.distritec.com.ar/detalleNovedad.php?titulo=%BFQU%C9%20ES%20UNA%20ELECTROV%C1LVULA%20Y%20PARA%20QU%C9%20SIRVE>
- EcuRed. (2014). *Transmisión por Cadena*. Recuperado el 2 de Febrero de 2015, de EcuRed:
http://www.ecured.cu/index.php/Transmisi%C3%B3n_por_Cadena
- Ferrán, J. (15 de Febrero de 2013). *Simbología neumática e hidráulica*. Recuperado el 15 de Marzo de 2015, de Tecnología Industrial 2:
<http://tecnoin2jf.blogspot.com/p/conexiones-simbolo-descripcion-union-de.html>
- Gaytán Ruelas, J., Serwatowski, R., & Gracia López, C. (2006). Maquinaria para realizar la operación de siembra en charolas. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 28-33. Recuperado el 20 de Noviembre de 2014, de <http://www.redalyc.org/pdf/932/93215306.pdf>
- Industrial, B. (2014). *Válvulas y electroválvulas neumáticas*. Recuperado el 2 de Febrero de 2015, de Boletín Industrial:
<http://www.boletinindustrial.com/producto.aspx?pid=56187>
- Intecdes. (2013). *Sembradora manual pequeña*. Recuperado el 14 de Noviembre de 2014, de Intecdes:
<http://www.intecdes.es/producto.php?id=175&submenu=122>

- Mendez, J. (4 de Mayo de 2013). *El tornillo*. Obtenido de <http://jnorbeym.blogspot.com/>
- Microautomación. (2014). *Técnicas de Vacío*. Obtenido de Microautomación: http://www.microautomacion.com/files/Tecnicas_de_vacio_en_la_manipulacion.pdf
- Microautomacion. (2014). *Vibradores neumáticos*. Recuperado el 6 de Enero de 2015, de Microautomacion: <http://www.microautomacion.com/files/vibradores.pdf>
- Nieto, A. (Enero de 2007). *Elementos de máquinas*. Obtenido de Universidad de Castilla-La Mancha: https://www.uclm.es/area/imecanica/AsignaturasWEB/Elementos_Maquinas/Material_didactico/Apuntes.pdf
- Orientalmotor. (2015). *CMK Series Stepper Motors*. Recuperado el 2 de Marzo de 2015, de Oriental motor: <http://catalog.orientalmotor.com/plp/itemdetail.aspx?cid=1002&categoryname=stepping-motor-driver-packages-0-9-1-8&productname=microstep-cmk-series-2-phase-microstepping-motors&itemname=cmk264par26s36&&plpver=11&origin=keyword&by=prod&filter=0&isUOM=1>
- Orientalmotor. (2015). *Geared Stepper Motors with Spur Gear*. Recuperado el 22 de Febrero de 2015, de Orientalmotor: <http://www.orientalmotor.com/products/stepper-motors/stepper-motor-only-SG-geared.html>
- Paruro. (2 de Octubre de 2014). *Conectando un módulo de relés con Arduino*. Recuperado el 16 de Marzo de 2015, de Paruro.pe: <https://paruro.pe/aprende/conectando-un-m%C3%B3dulo-de-rel%C3%A9s-con-arduino>
- Pulido, A. (30 de Marzo de 2008). *Mecanismos de transmisión del movimiento*. Recuperado el 10 de Enero de 2015, de Aprendemos Tecnología: <http://aprendemostecnologia.org/maquinas-y-mecanismos/mecanismos-de-transmision-del-movimiento/>
- Quiminet. (30 de Diciembre de 2011). *Usos y aplicaciones de las bombas de vacío*. Recuperado el 16 de Diciembre de 2014, de Quiminet: <http://www.quiminet.com/articulos/usos-y-aplicaciones-de-las-bombas-de-vacio-2655428.htm>

- Rodríguez, H. (10 de Junio de 2013). *Diseño de sistemas de aire comprimido*. Obtenido de Ingemecánica:
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn201.html#seccion14>
- Rodríguez, H. (31 de Enero de 2014). *Transmisión por Cadenas*. Obtenido de Ingemecánica:
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>
- Rossi, C. (7 de Agosto de 2012). *Curso fitotecnia semillas*. Recuperado el 20 de Noviembre de 2014, de Facultad de Agronomía Universidad de la República:
<http://www.fagro.edu.uy/~fitotecnia/docencia/materiales%20teoricos/SEMILLAS.pdf>
- Rutter, D. (3 de Diciembre de 2011). *Thrustmaster USB game controller roundup*. Recuperado el 10 de Febrero de 2015, de Dans Data:
<http://www.dansdata.com/tmsticks.htm>
- Schmalz. (2014). *Generadores de vacío*. Recuperado el 18 de Diciembre de 2014, de Schmalz: <http://es.schmalz.com>
- Smcotech. (2014). *Equipo de vacío, selección de modelo*. Obtenido de SMC ETech: http://content2.smcotech.com/pdf/ZP3_ES.pdf
- Suárez, E. (18 de Mayo de 2011). *Presentacion inicial diagramacion y tipos de diagramas*. Recuperado el 2 de Mayo de 2015, de Slideshare:
<http://es.slideshare.net/edialberto/presentacion-inicial-diagramacion-y-tipos-de-diagramas>
- Tarnos. (2014). *Vibradores Rotativos*. Recuperado el 5 de Enero de 2015, de Tarnos corp.: http://www.tarnos.com/wp-content/uploads/pdf/vibracion/es/vibradores_rotativos.pdf
- Urbinati. (2014). *Beta – Linea di semina*. Recuperado el 8 de Diciembre de 2014, de Urbinati: <http://it.urbinati.com/prodotto/linea-di-semina-beta/>
- Urbinati. (2014). *Lambda – Linea di semina*. Recuperado el 14 de Noviembre de 2014, de Urbinati Tecnologia Delle Piante:
<http://it.urbinati.com/prodotto/lambda-linea-di-semina/>
- Urbinati. (2014). *LAV 10 – Lavaseminiera*. Recuperado el 8 de Diciembre de 2014, de Urbinati: <http://it.urbinati.com/prodotto/lavaseminiera-lav10/#jp-carousel-1914>

Urbinati. (2014). *Miscelatori di terriccio*. Recuperado el 2 de Diciembre de 2014, de Urbinati: <http://it.urbinati.com/prodotto/miscelatore-mc1120-mc2120/>

Urbinati. (2014). *Pallettizzatore*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de Urbinati: <http://it.urbinati.com/prodotto/pallettizzatore/#jp-carousel-2155>

Urbinati. (2014). *SF 13 – Seminatrice a file*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2014, de Urbinati: <http://it.urbinati.com/prodotto/seminatrice-sf/#jp-carousel-1794>

Vanegas Useche, L. (2 de Febrero de 2011). *Diseño I*. Obtenido de Universidad Tecnológica de Pereira Facultad de Ingeniería Mecánica: <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/htmdocs/dis1.htm>

ANEXOS

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue realizado por el señor: Freddy Gonzalo Barrionuevo Ortiz, bajo mi supervisión.

Ing. Oscar Arteaga
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. David Rivas
CODIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Vicente Hallo
**DIRECTOR DE LA CARRERA
DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

Certificado por:

Dr. Freddy Jaramillo
SECRETARIO ACADÉMICO

Latacunga, Julio del 2015.