

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA QUE PERMITA LA SEPARACIÓN DEL MARCO DE ALUMINIO DE PANELES SOLARES MONOCRISTALINOS DE 60-72 CELDAS QUE HAN CUMPLIDO SU VIDA ÚTIL PARA LA FUNDACIÓN CIRCULAR CROPS EN BOGOTÁ**

**JUAN CAMILO RAMÍREZ ROLDÁN  
STEFANNY VARGAS PÉREZ**

**Proyecto integral de grado para optar al título de  
INGENIERO MECÁNICO**

**Director:**

**Ing. JAIR LEOPOLDO LOAIZA BERNAL PhD  
Ingeniero Mecánico**

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.**

**2021**

Nota de Aceptación

---

---

---

---

---

Ing. Jair Leopoldo Loaiza Bernal PhD  
Director

---

Nombre  
Firma del Presidente de Jurado

---

Miguel Alfonso Morales Granados  
Jurado 1

---

Nelson Antonio Castillo Alba  
Jurado 2

Bogotá D.C. Febrero de 2021

## **DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD**

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. MARIO POSADA GARCÍA PEÑA

Vicerrectora Académica y de Investigación

Dra. MARÍA CLAUDIA APONTE GONZÁLEZ

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARADA CASTRO

Secretaria General

Dra. ALEXANDRA MEJÍA GUZMÁN

Decano de la Facultad de Ingenierías

Ing. JULIO CÉSAR FUENTES ARISMENDI

Director Programa Ingeniería Mecánica

Ing. CARLOS MAURICIO VELOZA VILLAMIL

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

## DEDICATORIA

*“Nada sobre esta tierra puede detener al hombre que posee la correcta actitud mental para lograr su meta. Nada sobre esta tierra puede ayudar al hombre con la incorrecta actitud mental.”*

*Thomas Jefferson*

*Este trabajo está dedicado principalmente a mis padres Rodolfo y Elvira quienes han inculcado en mí el valor y la importancia que tiene la actitud mental sobre el objetivo de alcanzar el éxito en la vida y por ello quiero destacar su loable labor en el desarrollo de mis capacidades tanto personales como profesionales, dado que sin su guía no podría ser lo que soy hoy. Por su innegable paciencia en este tiempo de incertidumbre para la humanidad, me mostraron siempre el camino correcto para alcanzar mis metas.*

*A mi hermano Rodolfo Andrés que desde la distancia me brindó su apoyo en las circunstancias en las que me sentía agobiado y sin ideas para lograr mis propósitos; su gran enseñanza de perseverancia me fortaleció mentalmente a lo largo del desarrollo de este trabajo.*

*Por supuesto a mi novia Karen que siempre estuvo a mi lado soportando en muchas ocasiones mi mal humor, pero que a pesar de todo siempre me brindó su mejor sonrisa y su cariño de forma incondicional. Recuerdo mucho su frase “Sé que al final de todo y aunque sean pocos días los que tienes para finalizar este trabajo, vas a lograr el mejor resultado”, que me dio el impulso para creer que todo saldría de forma satisfactoria. Todos y cada uno de ellos fueron el soporte que contribuyó a la culminación de un proyecto que nació como una idea para hacer del mundo un mejor lugar. Muchas gracias por todo su apoyo.*

*Juan Camilo Ramírez Roldán*

## DEDICATORIA

*“La familia es base de la sociedad y el lugar donde las personas aprenden por vez primera los valores que les guían durante toda su vida.”*

*Juan Pablo II*

*Comienzo esta dedicatoria resaltando la importancia de la familia, que para mí lo significa todo. Tengo la fortuna de formar parte de un hogar que creció con mucho amor y que a raíz de eso logró construir las bases que hoy tenemos.*

*A mis padres, Carlos y Alix, les agradezco infinitamente todo su apoyo y la confianza que han depositado en mí. No me alcanza la vida para devolver todo lo que me han dado. Gracias a ustedes pude culminar esta maravillosa etapa de mi vida que estuvo llena de desafíos e imprevistos, los cuales no fueron impedimento gracias a su apoyo, confianza y dedicación absoluta e incondicional y que a su vez me dieron siempre fuerzas de salir adelante. Gracias por enseñarme a ser una mujer fuerte y decidida.*

*A mi hermana Daniela le agradezco su compañía. Tú me has enseñado a ser perseverante y a superar todos los obstáculos que se presenten sin importar las circunstancias. Gracias por ser esa persona que me alegra los días y que me instruye diariamente, permitiéndome reflexionar respecto a la responsabilidad que debo tener en mi vida, puesto que vivir se trata de tomar decisiones y asumir las consecuencias de dichos actos*

*A mi novio Cristian le agradezco su paciencia y amor durante estos años. Gracias por siempre creer en mí y recordármelo constantemente. Has sido una compañía grandiosa, y aun desempeñando disciplinas con un enfoque tan distinto, eres una invaluable ayuda en el desarrollo de mi perfil como profesional. Te amo demasiado.*

*Durante este proceso estuvieron involucradas muchas personas que de alguna manera fueron importantes en esta formación, de corazón les agradezco.*

*Stefanny Vargas Pérez*



## **AGRADECIMIENTOS**

Queremos expresar nuestro agradecimiento a todas las personas que nos guiaron durante el desarrollo de este proyecto, por todos los aportes realizados con el fin de obtener los mejores resultados.

Agradecemos de manera especial a la Fundación Circular Crops por abrirnos sus puertas y permitirnos desarrollar esta propuesta en los mejores términos, por brindarnos los recursos para lograr una propuesta como la que se presenta en este proyecto.

También agradecemos al Ingeniero Jair Loaiza por ser el director y guía durante este proceso, por sus consejos y por mostrarnos que el aprendizaje se puede lograr de manera autónoma cuando uno se lo propone.

De igual manera, queremos reconocer los aportes realizados por el Ingeniero Daniel Villalobos quien nos aconsejó y apoyó durante este proceso sin tener obligaciones con nosotros, demostrando que la labor de docencia va más allá de la relación en un aula de clase.

## TABLA DE CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	20
OBJETIVOS	21
1. MARCO TEÓRICO	22
1.1. Aluminio	22
1.1.1. <i>Propiedades físicas y mecánicas</i>	22
1.1.2. <i>Fuentes de aluminio</i>	23
1.1.3. <i>Aplicaciones</i>	25
1.2. Panel solar fotovoltaico	26
1.2.1. <i>Efecto fotovoltaico</i>	26
1.2.2. <i>Partes de un panel solar</i>	28
1.2.2.1. <i>Módulo fotovoltaico</i>	29
1.2.2.2. <i>Regulador</i>	31
1.2.2.3. <i>Batería</i>	33
1.2.2.4. <i>Inversor</i>	33
1.3. Clasificación de celdas fotovoltaicas	34
1.3.1. <i>Primera generación de celdas fotovoltaicas.</i>	35
1.3.2. <i>Segunda generación de celdas fotovoltaicas</i>	35
1.3.3. <i>Tercera generación de celdas fotovoltaicas</i>	36
1.4. Fabricación de paneles solares monocristalinos	38
1.4.1. <i>Fabricación de celdas fotovoltaicas</i>	38
1.4.2. <i>Formación de cadenas y matriz de celdas fotovoltaicas</i>	41
1.4.3. <i>Instalación de cubiertas</i>	42
1.4.4. <i>Instalación de contactos eléctricos</i>	43
1.4.5. <i>Marco de Aluminio</i>	43
1.4.6. <i>Test de funcionamiento</i>	44
1.5. Paneles fotovoltaicos en Colombia	45
1.6. Métodos de reciclaje de paneles solares	49
1.6.1. <i>Separación mecánica</i>	51
1.6.2. <i>Tratamiento térmico</i>	52
1.6.3. <i>Tratamiento químico</i>	52
1.7. Reciclaje de paneles solares en la industria	52
1.8. Disposición de paneles solares en Colombia	54

2.	METODOLOGÍA DEL DISEÑO	55
2.1.	Desarrollo del concepto	55
2.1.1.	<i>Caracterización del panel solar</i>	56
2.1.2.	<i>Posibles soluciones</i>	56
2.1.3.	<i>Selección del método</i>	60
2.1.4.	<i>Especificaciones de diseño</i>	66
2.2.	Diseño en el nivel del sistema	67
3.	PARÁMETROS DE DISEÑO	69
3.1.	Caracterización del panel	69
3.2.	Selección del método	71
3.3.	Especificaciones del diseño	72
3.4.	Modo funcional de la máquina	78
3.4.1.	<i>Pinza</i>	78
3.4.2.	<i>Sistema hidráulico</i>	80
3.4.3.	<i>Unidad lineal</i>	81
3.4.4.	<i>Sistema de sujeción</i>	82
3.4.5.	<i>Sistema de control</i>	82
4.	DISEÑO DETALLADO	83
4.1.	Diseño de la pinza	83
4.1.1.	<i>Mecanismo de 4 barras</i>	84
4.1.2.	<i>Engranajes de transmisión</i>	91
4.1.3.	<i>Ejes</i>	99
4.1.4.	<i>Pasadores</i>	118
4.1.5.	<i>Anillos de Retención</i>	119
4.1.6.	<i>Rodamientos y Cojinetes</i>	122
4.2.	Diseño del sistema hidráulico	127
4.3.	Unidad lineal	139
4.4.	Diseño del sistema de sujeción	147
4.4.1.	<i>Sistema de vacío</i>	148
4.4.2.	<i>Rotación del sistema de vacío</i>	160
4.4.3.	<i>Ejes para el soporte de la matriz de ventosas</i>	163
4.4.4.	<i>Barra perforada</i>	169
4.4.5.	<i>Estructura</i>	171
4.5.	Diseño del sistema de control	174

5.	MANUALES	180
5.1.	Instalación de la máquina	180
5.1.1.	<i>Ensamble de la pinza</i>	180
5.1.2.	<i>Ensamble del cilindro hidráulico</i>	188
5.1.3.	<i>Ensamble del sistema de sujeción</i>	190
5.2.	Manual de operación y seguridad industrial	198
5.3.	Manual de mantenimiento	206
6.	ANÁLISIS DE COSTOS	214
6.1.	Materiales y materia prima	215
6.2.	Mano de obra	222
6.3.	Costos Indirectos de Fabricación (CIF)	223
7.	CONCLUSIONES	225
8.	RECOMENDACIONES	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
	BIBLIOGRAFÍA	227
	ANEXOS	238

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
<b>Figura 1.</b> Reservas de aluminio en el mundo	25
<b>Figura 2.</b> Efecto fotovoltaico	28
<b>Figura 3.</b> Partes de un sistema fotovoltaico	29
<b>Figura 4.</b> Estructura de un módulo fotovoltaico	31
<b>Figura 5.</b> Zonas de carga y descarga	32
<b>Figura 6.</b> Inversor en las instalaciones eléctricas.	34
<b>Figura 7.</b> Estructura de una celda tándem	37
<b>Figura 8.</b> Obtención de lingotes de Si	39
<b>Figura 9.</b> Unión p-n	40
<b>Figura 10.</b> Esquema de instalación de matriz de celdas	42
<b>Figura 11.</b> Ensamble del marco	44
<b>Figura 12.</b> Curvas voltaje contra corriente de paneles solares	45
<b>Figura 13.</b> Procesos de reciclaje de paneles fotovoltaicos	51
<b>Figura 14.</b> Fases para el desarrollo de productos	55
<b>Figura 15.</b> Diagrama de bloques de las alternativas	57
<b>Figura 16.</b> Esquema separación por vibraciones	58
<b>Figura 17.</b> Esquema separación por cizalladura hidráulica	59
<b>Figura 18.</b> Esquema separación por pinzas	60
<b>Figura 19.</b> Diagrama de caja negra	68
<b>Figura 20.</b> Panel RSM60-280P a. vista frontal. b. vista posterior	71
<b>Figura 21.</b> Tensiones en uniones adhesivas	74
<b>Figura 22.</b> Ensamble entre las secciones del marco de un panel solar	76
<b>Figura 23.</b> Perfil del marco del panel solar	79
<b>Figura 24.</b> Mecanismo de 4 barras para un gripper conducido por engranajes	80
<b>Figura 25.</b> Configuración del mecanismo de 4 barras para la pinza	83
<b>Figura 26.</b> Esquema mecanismo de 4 barras para la pinza	84
<b>Figura 27.</b> Perfil de las garras de la pinza	86
<b>Figura 28.</b> Análisis cinemático de las mordazas	89

<b>Figura 29.</b> Disposición final y simulación de cargas sobre la pinza	91
<b>Figura 30.</b> Esquema del par de engranajes 18-76	94
<b>Figura 31.</b> Esquema del par de engranajes 18-19	97
<b>Figura 32.</b> Ejes requeridos	100
<b>Figura 33.</b> Diagrama de cuerpo libre para el eje 1	102
<b>Figura 34.</b> Diagrama de cuerpo libre para el eje 1 con un diámetro de 12 mm	104
<b>Figura 35.</b> Diagramas obtenidos del análisis estático del eje 1 con un diámetro de 12 mm	105
<b>Figura 36.</b> Diagrama de cuerpo libre para el eje 2	107
<b>Figura 37.</b> Diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con un diámetro de 12 mm	109
<b>Figura 38.</b> Diagramas obtenidos del análisis estático del eje 2 con un diámetro de 12 mm	110
<b>Figura 39.</b> Condición de operación para la viga	112
<b>Figura 40.</b> Diagrama de cuerpo libre de la viga en voladizo	113
<b>Figura 41.</b> Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión de la alternativa seleccionada.	115
<b>Figura 42.</b> Diagrama de cuerpo libre de viga en voladizo del eje 4	116
<b>Figura 43.</b> Diagrama de momento flector, fuerza cortante y deflexión para el diámetro seleccionado.	117
<b>Figura 44.</b> Esquema de pasadores para Anillos de retención.	120
<b>Figura 45.</b> Anillo de la referencia MSH	121
<b>Figura 46.</b> Anillo de retención tipo E	121
<b>Figura 47.</b> Esquema de los apoyos en los ejes 1 y 2	124
<b>Figura 48.</b> Posición final de la pinza	127
<b>Figura 49.</b> Dimensiones del perfil del adhesivo	128
<b>Figura 50.</b> Solicitudes del vástago para cilindros hidráulicos según Euler	133
<b>Figura 51.</b> Especificaciones Técnicas de cilindros Hidráulicos	136
<b>Figura 52.</b> Esfuerzos máximos y carreras estándar de los cilindros.	137
<b>Figura 53.</b> Acople del cilindro hidráulico a la pinza	139
<b>Figura 54.</b> Aleta lateral de la garra	140
<b>Figura 55.</b> Unidad lineal Rose Krieger	143

<b>Figura 56.</b> Datos de carga máxima que soporta la unidad lineal	144
<b>Figura 57.</b> Servomotor de la referencia RK-AC 240	146
<b>Figura 58.</b> Ensamble unidad lineal	147
<b>Figura 59.</b> Sistema de sujeción	148
<b>Figura 60.</b> Pasos para el diseño de un sistema de vacío	149
<b>Figura 61.</b> Matriz circular de ventosas	151
<b>Figura 62.</b> Catalogo Festo para ventosas.	152
<b>Figura 63.</b> Análisis de esfuerzos y deformaciones para la matriz de ventosas.	153
<b>Figura 64.</b> Vista CAD del racor.	154
<b>Figura 65.</b> Ficha técnica de eyector FESTO.	158
<b>Figura 66.</b> Catálogo de compresores Puska.	159
<b>Figura 67.</b> Esquema par de engranajes 39-41	162
<b>Figura 68.</b> Análisis de cuerpo libre del eje	166
<b>Figura 69.</b> Diagramas obtenidos del análisis estático del eje	167
<b>Figura 70.</b> Volante	168
<b>Figura 71.</b> Anillo de retención seleccionado	169
<b>Figura 72.</b> Esquema columna soporte	172
<b>Figura 73.</b> Simulación del análisis a compresión de la columna	173
<b>Figura 74.</b> Ensamble sistema de sujeción	174
<b>Figura 75.</b> Esquema de los componentes neumáticos e hidráulicos empleados	176
<b>Figura 76.</b> Diagrama espacio fase	177
<b>Figura 77.</b> Diagrama del circuito eléctrico	178
<b>Figura 78.</b> Engranaje ajustado en eje.	183
<b>Figura 79.</b> Engranajes ajustados en el eje.	183
<b>Figura 80.</b> Acople del eslabón en el eje.	184
<b>Figura 81.</b> Ensamble del eje a la placa base.	185
<b>Figura 82.</b> Montaje de la mordaza 1	186
<b>Figura 83.</b> Eslabón de conexión.	187
<b>Figura 84.</b> Ensamble mordaza 1	188
<b>Figura 85.</b> Montaje del cilindro	189
<b>Figura 86.</b> Montaje Rodamiento y barra perforada.	191

<b>Figura 87.</b> Posicionamiento de la soldadura.	192
<b>Figura 88.</b> Montaje del volante en el eje roscado	192
<b>Figura 89.</b> Montaje del engranaje en eje motriz.	193
<b>Figura 90.</b> Montaje de los ejes en las estructuras.	194
<b>Figura 91.</b> Montaje del sistema de vacío.	195
<b>Figura 92.</b> Disposición de eyectores en la estructura.	196
<b>Figura 93.</b> Ensamble de la estructura	197
<b>Figura 94.</b> Ensamble final de la máquina	198
<b>Figura 95.</b> Pulsadores eléctricos.	203
<b>Figura 96.</b> Interruptor genérico parada de emergencia.	204
<b>Figura 97.</b> Electroválvula neumática	205

## LISTA DE TABLAS

	pág.
<b>Tabla 1.</b> Propiedades mecánicas del aluminio al 99.97% de pureza	23
<b>Tabla 2.</b> Proyectos de instalaciones fotovoltaicas en Colombia	47
<b>Tabla 3.</b> Principales proveedores de paneles solares fotovoltaicos en Colombia	49
<b>Tabla 4.</b> Porcentaje en peso de los componentes de un panel solar	50
<b>Tabla 5.</b> Criterios de selección para el diseño de la máquina	61
<b>Tabla 6.</b> Calificación nivel de autonomía	62
<b>Tabla 7.</b> Calificación integridad de la estructura del panel	63
<b>Tabla 8.</b> Calificación mantenimiento	63
<b>Tabla 9.</b> Calificación complejidad del mecanismo	64
<b>Tabla 10.</b> Calificación facilidad de operación	65
<b>Tabla 11.</b> Conceptos de calificación	66
<b>Tabla 12.</b> Caracterización panel fotovoltaico	69
<b>Tabla 13.</b> Composición en peso del panel	70
<b>Tabla 14.</b> Resultado sumas ponderadas para la selección del método	72
<b>Tabla 15.</b> Características cintas adhesivas	75
<b>Tabla 16.</b> <i>Propiedades mecánicas del aluminio comercial</i>	77
<b>Tabla 17.</b> <i>Dimensiones de los eslabones del mecanismo de 4 barras</i>	85
<b>Tabla 18.</b> Comparación aluminio para las cuchillas de la pinza	87
<b>Tabla 19.</b> Resultados del análisis cinemático de los mecanismos de 4 barras	88
<b>Tabla 20.</b> Alternativas para el par de engranajes de la pinza	93
<b>Tabla 21.</b> Dimensiones engranajes rectos	94
<b>Tabla 22.</b> Características motorreductor S330024	95
<b>Tabla 23.</b> Dimensiones de los engranajes rectos para la reducción	96
<b>Tabla 24.</b> Propiedades mecánicas acero 1045 [90]	97
<b>Tabla 25.</b> Cargas ejercidas por los engranajes	98
<b>Tabla 26.</b> Resultados análisis de esfuerzos sobre el par de engranajes para la pinza	99
<b>Tabla 27.</b> Diámetros calculados para los ejes 1 y 2	101
<b>Tabla 28.</b> Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 1 con un diámetro de 9 mm	103
<b>Tabla 29.</b> Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 1 con un diámetro de 12 mm	106
<b>Tabla 30.</b> Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con un diámetro de 7 mm	108
<b>Tabla 31.</b> Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con un diámetro de 12 mm	111
<b>Tabla 32.</b> Punto máximo de operación de la viga	113
<b>Tabla 33.</b> Comparativa para la selección del diámetro de la viga.	114
<b>Tabla 34.</b> Comparativa entre los diámetros propuestos para la viga en voladizo.	116
<b>Tabla 35.</b> Longitudes de los pasadores	118
<b>Tabla 36.</b> Diámetros calculados por cortante para los pasadores	119
<b>Tabla 37.</b> Geometría detallada anillo tipo E	122
<b>Tabla 38.</b> Resultados capacidad básica de carga	125

<b>Tabla 39.</b> Selección de los cojinetes de fricción	126
<b>Tabla 40.</b> Datos de entrada para el diseño del Cilindro	129
<b>Tabla 41.</b> Comparativa de Áreas	129
<b>Tabla 42.</b> Alternativas para la selección de la unidad hidráulica	132
<b>Tabla 43.</b> Factor de seguridad según la presión del sistema	134
<b>Tabla 44.</b> Diámetros normalizados para vástago y embolo.	135
<b>Tabla 45.</b> Datos del cilindro hidráulico seleccionado.	138
<b>Tabla 46.</b> Requerimientos del sistema para la unidad lineal.	142
<b>Tabla 47.</b> Datos de carga máxima que soporta la unidad lineal	145
<b>Tabla 48.</b> Datos para el cálculo de la fuerza teórica.	150
<b>Tabla 49.</b> Datos de entrada para la selección del generador de vacío	156
<b>Tabla 50.</b> Consumo de aire de ventosas.	157
<b>Tabla 51.</b> Requerimientos para el diseño	161
<b>Tabla 52.</b> Caracterización de los engranajes rectos	161
<b>Tabla 53.</b> Resultados análisis de esfuerzos sobre el par de engranajes de rotación del sistema de vacío	163
<b>Tabla 54.</b> Diámetros calculados para el eje de soporte de la matriz de ventosas	164
<b>Tabla 55.</b> <i>Cargas soportadas por el eje</i>	165
<b>Tabla 56.</b> Resultados de cálculos de soldadura a filete	170
<b>Tabla 57.</b> Resultados análisis a compresión de la columna	173
<b>Tabla 58.</b> Secuencia actividades que sigue la máquina	175
<b>Tabla 59.</b> Designación elementos del plano eléctrico	178
<b>Tabla 60.</b> Ajustes según la norma ISO	181
<b>Tabla 61.</b> Denominación de los componentes de la pinza. (unidades en milímetros)	182
<b>Tabla 62.</b> Denominación de los componentes del sistema de sujeción. (unidades en milímetros)	190
<b>Tabla 63.</b> Procedimiento N°1	199
<b>Tabla 64.</b> Procedimiento N°2	200
<b>Tabla 65.</b> Procedimiento N°3	201
<b>Tabla 66.</b> Procedimiento N°4	202
<b>Tabla 67.</b> Actividades para el mantenimiento de la máquina.	208
<b>Tabla 68.</b> Lista de chequeo para el mantenimiento.	212
<b>Tabla 69.</b> Costo del sistema pinza	216
<b>Tabla 70.</b> <i>Costo del sistema hidráulico</i>	217
<b>Tabla 71.</b> <i>Costo del sistema neumático</i>	218
<b>Tabla 72.</b> <i>Costo del sistema de sujeción</i>	218
<b>Tabla 73.</b> <i>Costo sistema de control</i>	220
<b>Tabla 74.</b> <i>Costo de Software e intangibles</i>	220
<b>Tabla 75.</b> <i>Costo de equipos de cómputo</i>	221
<b>Tabla 76.</b> <i>Costo total de materiales y materia prima</i>	222
<b>Tabla 77.</b> <i>Costo de mano de obra</i>	223
<b>Tabla 78.</b> Costos indirectos de fabricación	224
<b>Tabla 79.</b> <i>Costo total de Producción</i>	224

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO 1. MOTORREDUCTOR S330024	239
ANEXO 2. PASADORES	240
ANEXO 3. ANILLOS DE RETENCIÓN	241
ANEXO 4. RODAMIENTOS W 61701-2RS1	242
ANEXO 5. COJINETES PCM 030403 E/VB055	244
ANEXO 6. COJINETE PCM 050705 E	246
ANEXO 7. UNIDAD HIDRÁULICA	248
ANEXO 8. CILINDRO HIDRÁULICO	249
ANEXO 9. UNIDAD LINEAL	250
ANEXO 10. VENTOSAS	252
ANEXO 11. RACOR	253
ANEXO 12. GENERADOR DE VACÍO	254
ANEXO 13. COMPRESOR	255
ANEXO 14. MOTOR S.08-LAI63M6	256
ANEXO 15. RODAMIENTO BS2-2210-2RS/VT143	257
ANEXO 16. RODAMIENTO W 6210-2RS1	259
ANEXO 17. APORTES DEL PROYECTO	261
ANEXO 18. RECOMENDACIONES	263

## RESUMEN

La disposición final de diferentes Aparatos Eléctricos y Electrónicos es un tema que ha tomado importancia en los últimos años, ya que esto implica disminuir el impacto ambiental que los residuos generan al terminar en vertederos, además de disminuir la explotación de recursos al plantear alternativas que permitan la recuperación de las materias primas para ser reutilizadas en la industria. Siguiendo la metodología del diseño planteada por Ulrich en su libro diseño y desarrollo de productos, se propone una alternativa que permita la disposición final de uno de los componentes del panel solar por medio de la separación mecánica.

Se plantea el diseño de una máquina que permita la separación del marco de aluminio de paneles solares que han cumplido con su vida útil, a partir de la caracterización teórica y experimental, identificando los parámetros requeridos para cada uno de los sistemas propuestos. Dentro de este documento se presentan los cálculos, planos y manuales necesarios para describir el diseño de forma detallada, además de un análisis de costos en donde se estima un valor aproximado de la fabricación de las piezas y puesta en marcha de la máquina.

**PALABRAS CLAVE:** Panel solar, diseño mecánico, máquina separadora, reciclaje aluminio.

## INTRODUCCIÓN

El concepto de energías alternativas ha tomado fuerza en los últimos años con el objetivo de disminuir el impacto ambiental que pueden generar otras fuentes de energía. Entre las alternativas más prometedoras se encuentra la energía solar fotovoltaica, en donde se emplean paneles solares que captan la radiación solar y la transforman en energía eléctrica. Debido a su ubicación geográfica, Colombia tiene alto potencial de aprovechar esta fuente de energía por lo que la implementación de estos módulos se ha vuelto común siendo instalado tanto en residencias y otras aplicaciones puntuales, como en el sistema energético nacional, que principalmente cuenta con plantas hidroeléctricas [1].

Se tiene conocimiento que a Colombia han ingresado paneles solares desde los años 70, por lo que muchos de estos paneles ya han sido desechados por cumplir con su vida útil (entre 25-30 años [2]). Sin embargo, hasta hace unos años Colombia adopto medidas precisas en el tema por medio de la Política Nacional para la Gestión de Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos [3] donde se plantea una ruta indicando el manejo de esta disposición de estos dispositivos, proyectada hasta el año 2032 que cuenta con diferentes fases que van desde la concientización sobre su uso, hasta su correcta disposición final.

En Colombia la mayoría del aluminio procesado proviene de fuentes secundarias, es decir reciclado, siendo el quinto país en Sur América que más exporta este metal [4], lo que implica que el reciclaje del aluminio de los paneles solares contribuye a ampliar las fuentes de aluminio para el país considerando que la mayoría del material reciclado proviene de cables y tuberías.

El diseño de la máquina parte de la caracterización realizada a un panel solar, donde se enumeran los componentes que integran el marco. A partir de esto se plantean diferentes alternativas que puedan dar solución al problema identificando las variables de diseño usando datos teóricos que ayuden a definir los diferentes componentes que se requieren para el diseño de la máquina; estos componentes son agrupados en sistemas de acuerdo con el modo funcional. Finalmente, se proponen una serie de manuales que describen el funcionamiento y disposición de esta máquina.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar una máquina que permita la separación del marco de aluminio de paneles solares monocristalinos de 60-72 celdas que han cumplido su vida útil para la Fundación Circular Crops en Bogotá

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Caracterizar los paneles fotovoltaicos monocristalinos de 60-72 celdas y los métodos de reciclaje empleados actualmente.
- Determinar el diseño conceptual, parámetros de diseño y modo funcional de la máquina según el método de reciclaje seleccionado.
- Realizar el diseño detallado de la máquina separadora con sus respectivos sistemas y subsistemas.
- Elaborar el manual de operación y mantenimiento, seguridad industrial y análisis de costos.

## 1. MARCO TEÓRICO

Los paneles solares se encuentran clasificados como Aparatos Eléctricos y Electrónicos (AEE) y según la Política Nacional para la Gestión de Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos [3], este tipo de dispositivos requieren de un tratamiento especial para su correcta disposición una vez ha finalizado su vida útil, con el fin de disminuir el impacto ambiental que se genera por los componentes peligrosos que lo componen. Uno de los componentes que se reciclan de estos dispositivos es el aluminio, el cual es extraído de la bauxita, sin embargo, el reciclaje de este metal representa una disminución del 95% en la energía requerida para su procesamiento comparándola con la extracción primaria [5]. Por este motivo, se han estado buscando métodos para reciclar los componentes de los AEE, y dentro de este proyecto se propone una alternativa para el reciclaje de aluminio de paneles solares.

En este capítulo se expone cuáles son las fuentes de este metal y sus aplicaciones en la industria, además de conocer qué es un panel fotovoltaico y cuáles son los métodos empleados para su reciclaje. A lo largo de este capítulo se darán a conocer los conceptos importantes para entender por qué se debe realizar este proceso.

### 1.1. Aluminio

Es el tercer elemento más abundante después del oxígeno y el silicio, pero es el metal más abundante sobre la corteza terrestre. Se caracteriza por su resistencia a la corrosión y baja densidad, además de su capacidad de formar aleaciones lo cual hace a este metal versátil para diferentes aplicaciones. Su símbolo en la tabla periódica es Al y hace parte de los metales no ferrosos; su estructura cristalina es cúbica centrada en las caras (CCC) [6].

#### 1.1.1. *Propiedades físicas y mecánicas*

El aluminio es un metal de color blanco caracterizado por su brillo. Su importancia en la industria se debe a la maleabilidad, ductilidad y tenacidad con respecto a su peso, además de su alta conductividad térmica y eléctrica. En la tabla 1 se muestran algunas de las propiedades mecánicas del aluminio refinado (99.97%), sin embargo, se pueden

modificar estas propiedades realizando tratamientos térmicos según sea la necesidad [7].

**Tabla 1.**

*Propiedades mecánicas del aluminio al 99.97% de pureza*

<b>Resistencia a la tracción</b>	630 kg/cm <sup>2</sup>
<b>Límite de fluencia</b>	210 kg/cm <sup>2</sup>
<b>Alargamiento</b>	60%
<b>Estricción</b>	95%
<b>Dureza Brinell</b>	15
<b>Módulo de Young</b>	700e3 kg/cm <sup>2</sup>
<b>Resistencia a la cortadura</b>	490 kg/cm <sup>2</sup>

**Nota:** se encuentran algunas de las propiedades mecánicas del aluminio. Tomado de: D. G. Fink, H. W. Beaty and J. M. Carroll, Manual Práctico De Electricidad Para Ingenieros: Tomo 1. Reverté S.A., 1981

Una pieza de aluminio se puede obtener por dos procesos forja o fundición. Para la forja se obtienen por deformación plástica, teniendo microestructuras diferentes a las de fundición. Entre los elementos comúnmente aleados con el aluminio se encuentra cobre, silicio, magnesio, zinc y manganeso, aunque también se emplea hierro, cromo y titanio como aditivos. Para obtener aleaciones especiales se utiliza elementos como níquel, cobalto, plata, litio, vanadio, circonio, estaño, plomo, cadmio y bismuto [8].

### **1.1.2. Fuentes de aluminio**

El aluminio se encuentra presente en diferentes minerales, sin embargo, la extracción de este metal se realiza de la bauxita que en su mayoría es alúmina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>). El proceso de extracción de aluminio consiste en dos fases, en donde la primera consiste en el proceso Bayer y la segunda en una electrolisis.

El proceso Bayer consiste en la extracción de alúmina de la bauxita. el mineral extraído es triturado y disuelto en soda caustica (NaOH) bajo presión y alta temperatura, como resultado de esto se obtiene un líquido con dos fases: un líquido transparente con la alúmina disuelta y un barro rojo el cual es separado. Posteriormente la alúmina se precipita obteniendo un hidrato de alúmina húmedo que pasa a un proceso de calcinación para eliminar el contenido de humedad. Finalmente se realiza una electrolisis para obtener aluminio [9].

La mayor reserva de bauxita en el mundo se encuentra en Guinea en donde se estima que se tienen 7.400 millones de toneladas, seguido de Australia, Vietnam y Brasil [10] (ver figura 1). Colombia cuenta con un yacimiento de este mineral ubicado en Jamundí en el Valle del Cauca en donde se estimó una producción de bauxita de 693 toneladas para el 2016 [11], aunque esta cifra no logra suplir con la demanda de este metal en el país [12], por lo cual se importa aluminio o se procesa material reciclado, esta última opción representa un beneficio económico y ambiental ya que se evita la explotación minera y se estima que el reciclaje del aluminio emplea aproximadamente el 5% de la energía que se emplea en la extracción primaria, además de que no pierde sus propiedades mecánicas luego de realizar este proceso [13].

**Figura 1.**

*Reservas de aluminio en el mundo*



**Nota:** Países con las principales fuentes de aluminio. Tomado de: M. Garside. (Feb 13,). *Bauxite reserves worldwide top countries 2019*. Disponible en: <https://www.statista.com/statistics/271671/countries-with-largest-bauxite-reserves/>. [10]

### **1.1.3. Aplicaciones**

El aluminio es empleado en diferentes aplicaciones y de acuerdo con la necesidad se puede alea con otros elementos para mejorar sus propiedades.

- *Transporte:* el bajo peso de este metal lo hace importante en esta industria ya que disminuye el peso del vehículo y por ende el consumo de combustible. Se usa en la fabricación de carrocerías, chasis, bloques de motor, transmisiones, suspensiones, entre otros. En la industria ferroviaria y aeroespacial se emplea también para construir fuselajes y vagones de tren [14].
- *Comunicaciones y electrónica:* debido a su buena conductividad térmica ha sido empleado en líneas de transmisión de alto voltaje en diferentes aparatos y vías de telecomunicaciones, además de su bajo costo con respecto al cobre utilizado comúnmente en estas aplicaciones [14].

- *Envases*: además del papel aluminio, este metal se puede forjar, creando diferentes tipos de envase como latas, loncheras, cajas metálicas para electrodomésticos y dispositivos móviles [14].
- *Construcción*: se utiliza principalmente en estructuras de puertas y ventanas o armazones externos [14].

## **1.2. Panel solar fotovoltaico**

Un panel solar fotovoltaico o panel solar es un dispositivo que aprovecha la energía solar para generar energía eléctrica empleando el efecto fotovoltaico. Estos dispositivos son empleados para generar energía doméstica o en aplicaciones industriales [15]

La primera celda fotovoltaica data de 1883, sin embargo, su eficiencia era del 1% por lo cual siguieron las investigaciones hasta llegar a la celda de silicio conocida actualmente y que fue patentada en 1946 por el norteamericano Russell Ohl [16]. Actualmente las investigaciones van enfocadas hacia los nuevos materiales, ya que el problema de los paneles solares radica en las bajas eficiencias a nivel laboratorio se han alcanzado eficiencias del 45% pero su costo fue de \$80.000 USD por lo cual no es viable para su comercialización [17]. Las celdas más comunes son las de silicio y han alcanzado eficiencias del 29% [18].

### **1.2.1. Efecto fotovoltaico**

El efecto fotovoltaico fue descubierto experimentalmente en 1839 por Alexander Edmond Bequerel y posteriormente mejorado en 1905 por Albert Einstein [19]. Este proceso es el principio de funcionamiento de los paneles fotovoltaicos, encargado de convertir la radiación solar en energía eléctrica.

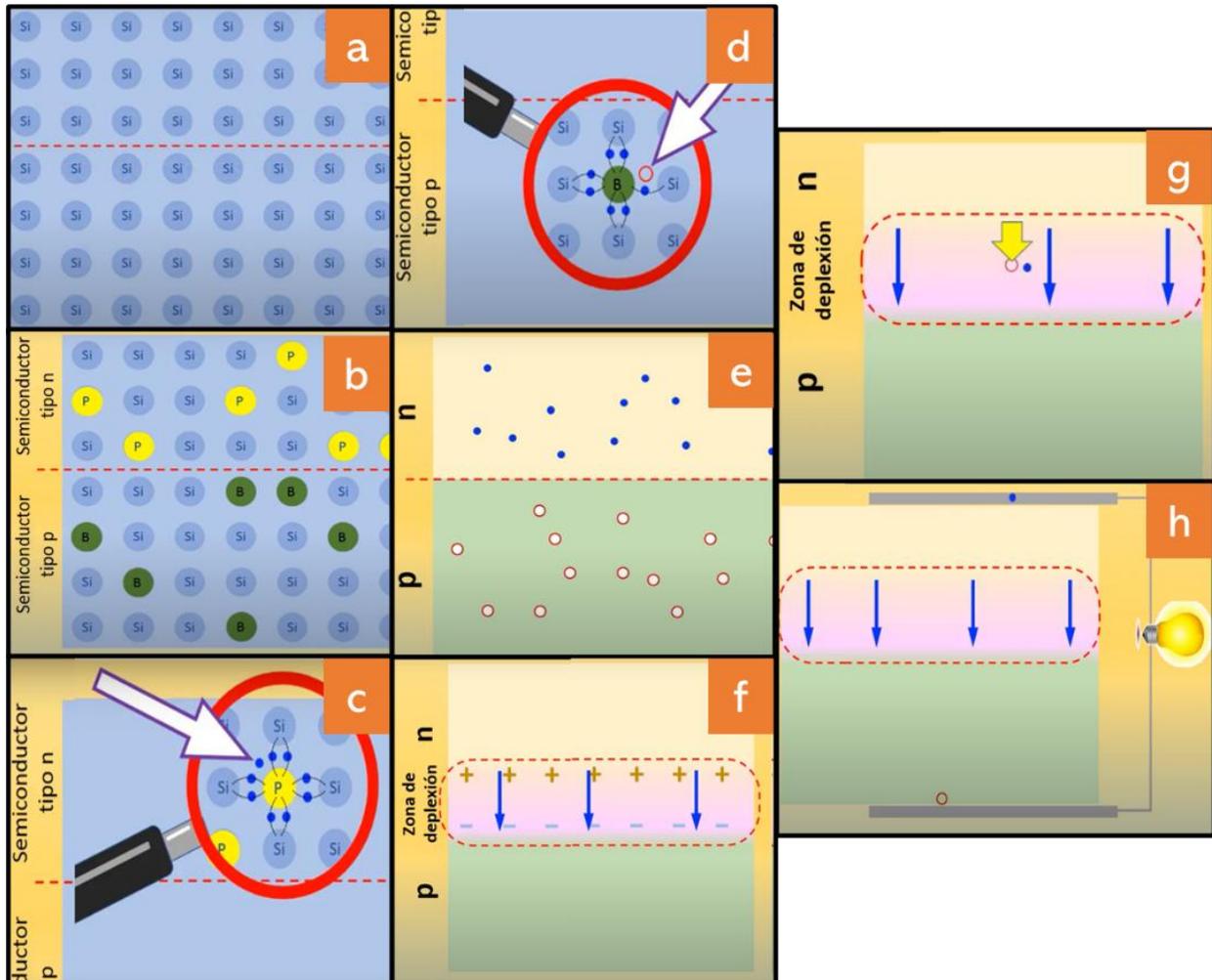
Esta conversión de energía se da gracias a los materiales semiconductores que se encuentran en las celdas, generalmente silicio (Si) como se muestra en la figura 2.a. sin embargo, solo el Si no es suficiente ya que sus cuatro electrones de valencia se encuentran enlazados por lo que no se tiene buena conductividad. Para esto, se realiza un dopaje que busca estimular artificialmente la conductividad eléctrica del material (figura 2.b); en la parte superior se reemplazan algunos átomos de Si por fósforo (P), dejando un electrón libre del P lo que provoca que este lado quede cargado

negativamente creando un semiconductor tipo n como se muestra en la figura 2.c, mientras que en la parte inferior se reemplazan átomos de Si por boro (B) o aluminio (Al) dejando un espacio libre, conocido como hueco, con carga positiva en esta parte y creando un semiconductor tipo p (figura 2.d). Este dopaje genera una zona libre de electrones para conducir electricidad (n) y una zona con huecos para la conducción (p) como se muestra en la figura 2.e [20].

La agitación térmica del material genera que espontáneamente suceda una difusión de algunos electrones hacia la zona p, provocando que se forme la zona de depleción y de esta manera se forma un campo eléctrico (figura 2.f). El efecto fotovoltaico sucede cuando los fotones absorbidos por la celda llegan a la zona de depleción; por lo cual la zona n debe tener un espesor pequeño, del orden de micras. Una vez el fotón, que en la figura 2.g se representa con una flecha amarilla, llega a la zona de depleción transmite su energía a un electrón provocando que este sea desplazado de su lugar y dejando un hueco. Tanto el electrón como el hueco son impulsados por el campo eléctrico de la zona de depleción hacia los extremos superior e inferior respectivamente de la celda. En estos extremos se tienen contactos eléctricos conectados entre sí lo que genera un circuito eléctrico permitiendo el desplazamiento del electrón hacia el hueco formado de esta manera una corriente fotovoltaica (figura 2.h) [20].

**Figura 2.**

*Efecto fotovoltaico*



**Nota:** Ilustración del efecto fotovoltaico. Tomado de: Adaptado de *EERR-T4: E solar fotovoltaica* - *Efecto fotovoltaico*. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=9SVnpWChIQc>. [21]

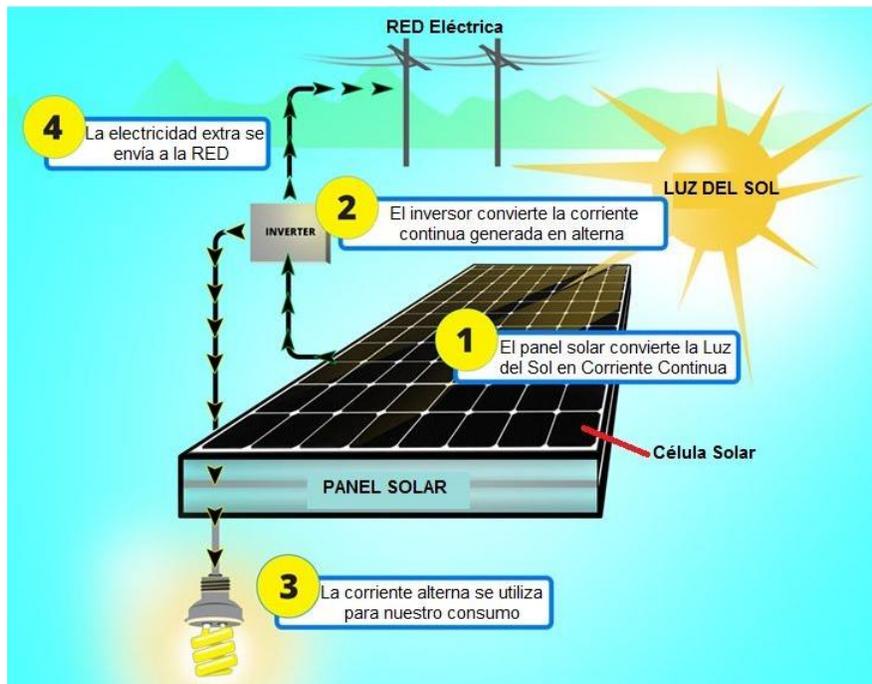
### **1.2.2. Partes de un panel solar**

Un panel solar consiste en un arreglo de celdas fotovoltaicas que se encuentran acomodadas de tal manera que puedan absorber la mayor cantidad de radiación, para suministrar una elevada cantidad de energía eléctrica según se requiera. Generalmente, se encuentra un arreglo de celdas organizado en capas y unos componentes que permiten brindar seguridad al usuario componen lo que se conoce como panel solar [22].

A continuación, se destacan las partes más importantes de un sistema fotovoltaico o panel solar como es conocido en la cotidianidad. (Ver figura 3).

**Figura 3.**

*Partes de un sistema fotovoltaico*



**Nota:** se muestran los componentes de un sistema fotovoltaico.

Tomado de: (Área tecnología). *Paneles solares*. Disponible en:

<https://www.areatecnologia.com/electricidad/paneles-solares.html>. [23]

#### 1.2.2.1. Módulo fotovoltaico

El módulo fotovoltaico corresponde a las celdas recubiertas por un material que generalmente es vidrio, que se encuentra a su vez, rodeado de una matriz protectora diseñada en aluminio. La función principal del módulo es la de recibir la energía suministrada por el sol, realizando una transformación de la energía solar a energía eléctrica valiéndose del principio del efecto fotovoltaico. Como puede apreciarse en la figura 4 se establece un orden en los diferentes componentes que posee el módulo, iniciando en la parte inferior con la caja de conexiones, la cual se encarga de darle polaridad a la energía producida por las celdas, para generar un voltaje que pueda

utilizarse por los dispositivos electrónicos. Sin embargo, es importante destacar que la energía que se produce a través del módulo es directa y requiere de una corrección para poder hacer uso de ella [24].

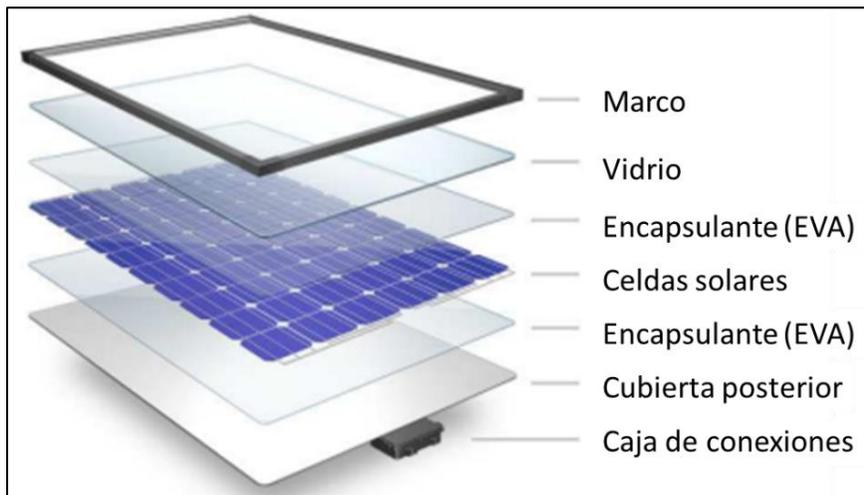
Luego encontramos la cubierta inferior cuya función principal es la de proteger a las celdas de la interacción directa con el cableado, evitando así cualquier anomalía en el funcionamiento del conjunto. El encapsulado es una de las partes de mayor importancia para el sistema debido a que deben usarse materiales que soporten un elevado nivel de exposición a la radiación sin evidenciar degradación considerable y de acuerdo con ello, actualmente se usan dos: EVA (etil-vinilo-acetileno) o PVB (polivinilo butiral), estos materiales a su vez permiten una elevada transmisión de la radiación solar al sistema.

El cristal es el componente del módulo que debe poseer unas especificaciones de alta calidad en el cumplimiento de diversos aspectos, anteriormente se utilizaban cubiertas exteriores diseñadas en silicona que, aunque protegían las celdas, no garantizaban una durabilidad considerable y debían realizarse mantenimientos de forma más seguida. Actualmente se usa vidrio templado, que por sus propiedades permite soportar las condiciones atmosféricas a las que se encuentra expuesto, y adicional a ello protege contra los impactos y la suciedad al resto de componentes.

Por último, encontramos el marco que en la mayoría de los casos se fabrica en aluminio o acero inoxidable. Es el encargado de brindar la solidez al conjunto, permitiendo que posteriormente puedan ser añadidos más módulos en caso de ser requerido, tienen la característica de ser unidos al resto de componentes mediante un adhesivo especial ya que no puede ser acomodado mediante tornillos o uniones similares debido a que la vibración podría estallar el cristal que protege las células [25].

#### Figura 4.

##### *Estructura de un módulo fotovoltaico*



**Nota:** partes de un panel solar. Tomado de: Wealthdaily. (2017). *Solar Technology*. Disponible en: <https://www.wealthdaily.com/report/solar-technology/1409>. [26]

#### 1.2.2.2. Regulador

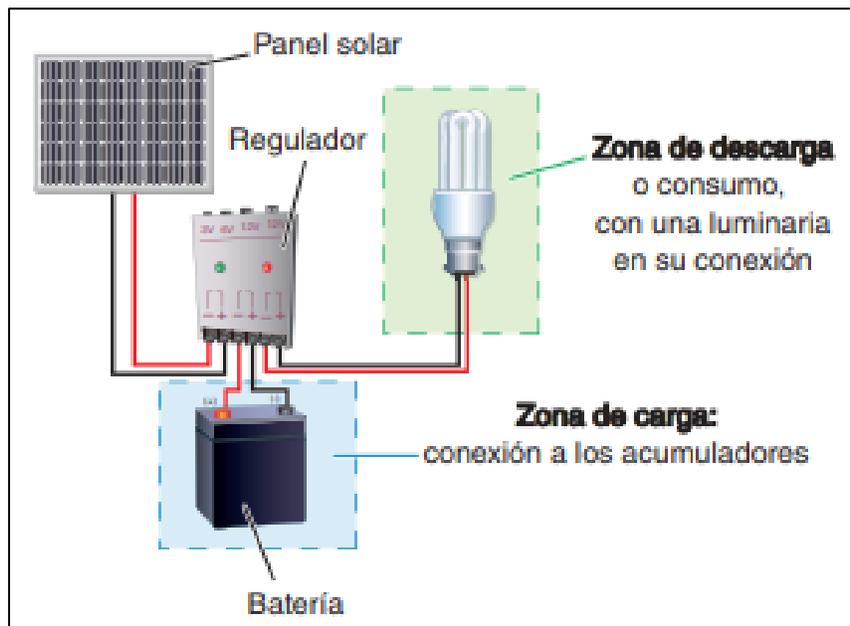
Cuando se desee instalar un sistema de energía solar por módulos fotovoltaicos siempre debe añadirse un regulador entre los sistemas de almacenamiento y los de generación de energía. Estos comúnmente llamados reguladores cumplen relevantes funciones tales como: Evitar sobrecargas del sistema, y alargar la vida útil de los equipos eléctricos instalados ya que preserva el exceso de almacenamiento en las baterías. Puede considerarse que realiza varias funciones simultáneamente, una de ellas consiste en garantizar que el acumulador o sistema de almacenamiento tenga carga suficiente y a su vez no se sobrecargue, en la sección de la descarga o suministro permitirá que se obtenga la energía durante el tiempo que sea necesario sin incurrir en el desabastecimiento. (Ver figura 5).

El fenómeno que hace indispensable el uso de un regulador esta descrito por dos factores principalmente, el primero de ellos está relacionado con la tensión nominal que posee el sistema , que siempre debe mantener su nivel adecuado, de no ser así se producirían las sobrecargas por el aumento de la temperatura en el sistema, el otro factor

está ligado a la tensión entre el panel y la batería que debe ser mayor en el primero de ellos para que se produzca una correcta carga de los sistemas de almacenamiento.

**Figura 5.**

*Zonas de carga y descarga*



**Nota:** ilustración de las zonas de descarga de sistema fotovoltaico. Tomado de: (M H education). *Componentes de una instalación fotovoltaica*. Disponible en: <https://www.mheducation.es/bcv/guide/capitulo/8448171691.pdf> [27]

En el momento en que se diseña el sistema solar se realizan cálculos con el menor nivel de luminosidad, esto con el propósito de garantizar que siempre exista una generación de energía suficiente para abastecer el consumo, es por ello que en días de verano cuando se tiene la mayor exposición a la radiación de forma continua, los valores de carga pueden llegar a ser hasta del doble de los previstos y es allí donde entra a jugar un rol determinante el regulador quien controla todas las sobrecargas existentes en el sistema [28].

### 1.2.2.3. Batería

La generación de energía solar trajo consigo muchos beneficios y algunos inconvenientes, estos problemas radican en la intermitencia de la generación ya que se encuentra extremadamente ligada a la cantidad de radiación solar por lo que en países que tienen poca radiación solar en invierno se hace insostenible el suministro y se requiere de sistemas que permitan el suministro continuo de la energía en cualquier momento del año. Sin embargo, algunas de las fluctuaciones pueden controlarse ya que se sabe con exactitud cuánto duraran las noches y los inviernos en la mayor parte de la tierra, dejando en la incertidumbre aspectos de carácter espontaneo como la nubosidad; debido a esto se requiere de la instalación de sistemas de almacenamiento.

Las baterías se encargan de convertir la energía química en energía eléctrica, por lo que se han establecido tres principales funciones que cumplen las baterías en los sistemas de generación:

- Almacenar la energía durante varios días.
- Suministrar potencia instantánea al sistema.
- Fijar la tensión de trabajo de la instalación.

El factor más importante de las baterías está relacionado con la capacidad que se tenga por lo que cuando se desee seleccionar un sistema de almacenamiento hay que considerar todos los factores mencionados anteriormente [28].

### 1.2.2.4. Inversor

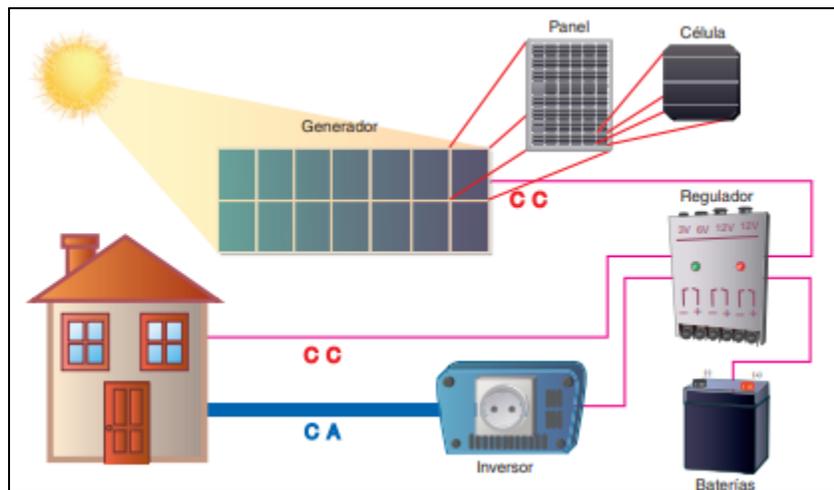
En las instalaciones eléctricas de carácter autónomo, es decir, aquellas que no requieren de ningún componente de instalación y funcionamiento ligado a red eléctrica, comúnmente se usan los inversores, encargados de realizar la conversión de energía directa en alterna que generalmente es de 220 Voltios a 50 Hertz de frecuencia. De esta manera todos los dispositivos que se encuentran en el hogar pueden ser usados correctamente sin presentar alguna falla causada por las características de la energía suministrada.

Para los casos particulares en que el inversor deba usarse para instalaciones conectadas a la red eléctrica convencional, este cumplirá la función de mantener los

valores de voltaje eficaz en 230 Voltios y el carácter senoidal que esta presenta también debe mantenerse cercano al funcionamiento óptimo de las instalaciones, el inversor cumple un rol crítico debido a que en este caso se evitan al máximo las perturbaciones que puedan ocasionar daños significativos en los dispositivos que se usan dentro de los hogares. A continuación, en la figura 6 se aprecia un esquema que ilustra de manera clara la disposición de los inversores en las instalaciones eléctricas.

**Figura 6.**

*Inversor en las instalaciones eléctricas.*



**Nota:** inversor en una instalación fotovoltaica. Tomado de: (M H education). *Componentes de una instalación fotovoltaica* . Disponible en: <https://www.mheducation.es/bcv/guide/capitulo/8448171691.pdf> [27]

### 1.3. Clasificación de celdas fotovoltaicas

A lo largo de los años muchos expertos se han centrado en el desarrollo de mejores materiales para el desarrollo de paneles solares fotovoltaicos, iniciando con el uso de silicio como principal componente en el desarrollo de las celdas, de allí surgen diferentes interrogantes tales como: ¿Siempre se utilizan las mismas celdas para la fabricación de las celdas? ¿Cuánto ha evolucionado el desarrollo de nuevos materiales para la fabricación de las celdas fotovoltaicas? Algunos críticos y conocedores del tema hablan de cuatro generaciones de celdas que se han implementado en la historia de estos, pero

concuerdan en que en los próximos años podrán reemplazarse por materiales de mayor eficiencia a unos costos bajos respecto de sus antecesores, cambiando totalmente la perspectiva que se le atribuye actualmente al uso de este tipo de energía renovable.

### **1.3.1. Primera generación de celdas fotovoltaicas.**

La investigación en el desarrollo de celdas fotovoltaicas para la conversión de energía solar en energía eléctrica ha llevado ya casi más de 50 años, por lo cual se han generado diferentes estudios que demuestran las capacidades que cada una de las generaciones puede tener a la hora de la transformación de energía. Respecto a la primera generación se puede destacar que consiste en el uso de silicio como principal componente, debido a sus características de semiconductor. Básicamente cuando se diseñó la primera generación de estas celdas se pensaba en el uso de obleas de Silicio, a partir de cristales de carácter individual y policristalinos a granel talladas en las obleas de silicio. En ese periodo de tiempo se podían producir algunas con eficiencias cercanas al 12-16 % los valores variaban dentro de este rango dependiendo de las condiciones de fabricación y calidad de las obleas [29].

El sistema utilizado en esta generación para el almacenamiento de la energía consistía en baterías de plomo ácido y no contribuían una alta eficiencia de almacenamiento por lo que gran cantidad de energía se perdía en los procesos de transformación y eficiencia. Todo esto llevo a la creación de nuevos conceptos en temas de costo y eficiencia ya que se consideraba que los costos de producción de las obleas de silicio eran extremadamente altos al igual que requerían de unos procesos de fabricación milimétricos y meticulosos.

### **1.3.2. Segunda generación de celdas fotovoltaicas**

Las celdas solares de segunda generación surgen de la necesidad que se tiene de ser más competitivos en el ámbito comercial, entrar a mostrar eficiencias comparables con los combustibles fósiles a un costo razonable fue una de las razones que motivó a los desarrolladores de las celdas a mostrar avances en los materiales existentes, para la segunda generación se plantea el uso de Silicio policristalino en lugar de usar las obleas monocristalinas con el objetivo de maximizar la eficiencia de conversión en el proceso.

Todos los aspectos mencionados contribuyen y se encaminan hacia la creación de nuevos materiales, para este caso particular se crean las películas delgadas, las cuales consisten en tecnologías que usan diferentes materiales como el silicio amorfo, seleniuro de cadmio e indio conocido con las siglas de (CIS) o algunas películas delgadas que se produjeron usando estaño e indio. A diferencia de la tecnología de la primera generación que usaba obleas de silicio, estas celdas de capa delgada alcanzaban una reducción significativa de los costos de fabricación ya que no requerían de temperaturas altas ni de un alto nivel de automatización. Adicional a ello se utilizan algunos componentes como sustratos flexibles que le brindan un nivel de competitividad más alto en el mercado y permiten realizar mejores combinaciones como lo son las CIGS de cobre, indio, galio y selenio que reportan eficiencias cercanas al 20% [29].

Sin embargo, esta generación de celdas no es comúnmente usada ya que actualmente ocupan solo un 12% de cuota de mercado respecto de las otras generaciones, además que resulta un tema complicado el mantenimiento de este tipo de celdas, cuestión que hizo que no tuvieran el éxito esperado en la implementación de tecnologías más eficientes en cuanto a la conversión.

### **1.3.3. Tercera generación de celdas fotovoltaicas**

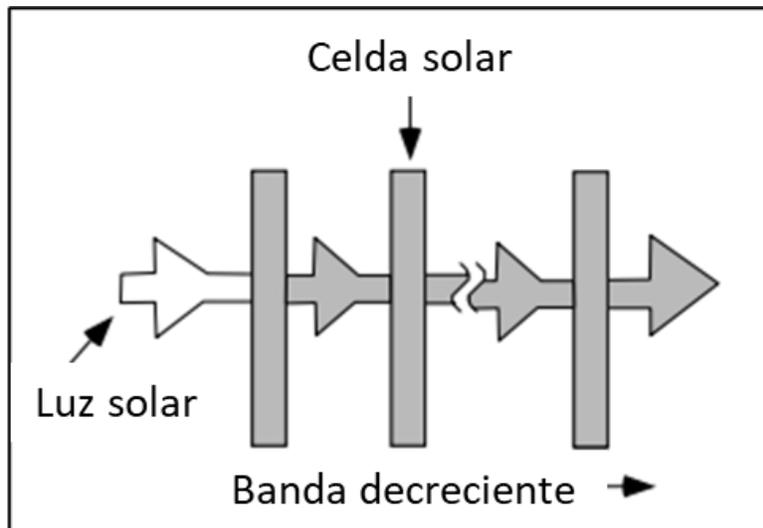
La evolución tecnológica de las celdas fotovoltaicas se enfoca principalmente en mejorar la eficiencia de conversión en los sistemas de captación. Actualmente se conoce que las celdas solares estándar alcanzan un 33% de eficiencia, aspecto que puede ser mejorado implementando nuevos materiales y métodos para captar la energía, de allí surgen diversas alternativas que se enmarcan en la tercera generación de celdas solares, unas con capacidad de mayor absorción y producidas a un menor costo que las de carácter estándar.

En primera instancia encontramos las celdas tándem que consisten en la captura aislada de fotones por parte de cada celda trabajando de manera individual acercándose al límite de banda prohibida y con un ancho de banda similar entre sí. Se sabe que con este método el rendimiento puede llegar hasta el 86% de captación de la luz solar dependiendo exclusivamente del número de celdas que se puedan configurar en serie. Aunque cada una de las celdas debe operarse de manera individual, esta restricción no

impide que la eficiencia sea más elevada respecto de las celdas estándar haciendo de estas una alternativa viable para el desarrollo de la nueva generación. La estructura de una celda tándem puede apreciarse en la figura 7 que se muestra a continuación.

**Figura 7.**

*Estructura de una celda tándem*



**Nota:** ilustración del funcionamiento de una celda tándem. Tomado de: M. A. Green, "Third generation photovoltaics: Solar cells for 2020 and beyond," *Elsevier*, vol. 14, (1), pp. 65-70, 2002. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1386947702003612>. [30]

Por otra parte, se ha establecido un método que usa el exceso de calor como fuente de energía en las celdas, con el propósito de crear una mayor cantidad de electrones siempre teniendo en cuenta el concepto de conservación de la energía en sus preceptos. La posibilidad de aprovechar energía que en otras condiciones de funcionamiento se perdía hace del método una alternativa viable en el desarrollo de mejores condiciones de funcionamiento [30].

De acuerdo con los tipos de celda que permiten conocer acerca de la tercera generación de estas, se puede establecer que actualmente se trabaja en el mejoramiento

de eficiencias cercanas a los límites establecidos por la termodinámica de manera que los costos y su nivel de producción permitan a la industria entrar a competir con otras formas de energía en la lucha por cambiar los estándares de hoy en el uso de fuentes renovables de consumo energético.

#### **1.4. Fabricación de paneles solares monocristalinos**

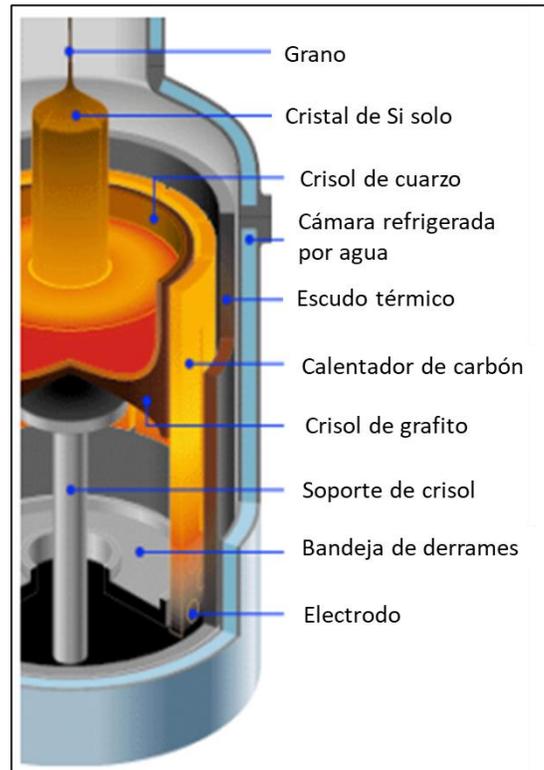
Los aspectos que engloba la fabricación de un panel solar requieren de procesos de alta tecnología en los cuales se deben realizar constantes verificaciones con el propósito de garantizar un correcto funcionamiento, por lo que para este caso se usan sensores ópticos que permiten la visualización de los componentes en un sistema digital que se encarga de acomodarlos en el lugar correcto, además de cuidar las celdas ante cualquier grieta o daño debido a su alta fragilidad. Según sea la necesidad provista por el fabricante, cada uno de los paneles se someterá a pruebas de luminiscencia para detectar algún defecto que reduzca la vida útil de los paneles durante su uso.

##### **1.4.1. Fabricación de celdas fotovoltaicas**

Cuando se realiza la fabricación de las obleas de silicio se parte de una cristalización del silicio monocristalino, este proceso es científicamente conocido como Czochralski que debe su nombre a la persona que lo descubrió J. Czochralski que determinaba la velocidad de cristalización de metales mediante un proceso de estiramiento de monocristales y poli cristales venciendo la gravedad en un recipiente que contiene el material fundido. El proceso radica en una fundición del silicio en crisoles con alto nivel de pureza hechos de cuarzo, estos rotan en un ambiente plagado con argón a una presión baja. A partir de una semilla de cristal y combinado con esta fundición de silicio se van rotando en sentido contrario, el silicio va tornándose en forma de lingote y va saliendo en diferentes longitudes a partir de esta mezcla. En la figura 8 se puede apreciar la manera en la que se realiza el proceso de obtención del lingote de silicio.

**Figura 8.**

*Obtención de lingotes de Si*



**Nota:** esquema de la obtención de lingotes de Si. Tomado de: BARRERA, María, et al. *Fabricación de paneles solares*. Disponible en: [http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n\\_paneles\\_a.pdf](http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n_paneles_a.pdf). [31]

Durante el proceso, el crisol de cuarzo se va mezclando entre la fundición del silicio dejando entrar una gran cantidad de oxígeno, la mayor parte de este oxígeno se libera en forma de óxido de silicio  $\text{SiO}$ , pero conserva una parte de átomos de oxígeno que harán que los lingotes se conviertan en monocristalinos [25].

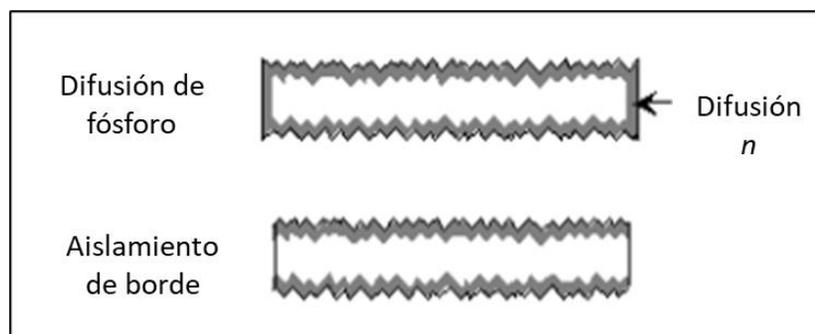
Posterior a la obtención de los lingotes se procede a realizar cortes en forma de obleas para poder usar este silicio en las celdas, generalmente tienen un tamaño de entre 250-400  $\mu\text{m}$ , cabe destacar que en este proceso se pierde aproximadamente un 50% del

silicio. Luego de realizar el corte se debe ejecutar un proceso de limpieza y tratamiento químico conocido como decapado en el que se pulen las imperfecciones producidas en el corte, esto se desarrolla mediante el uso de pulidoras con la adición de algunos ácidos como HCl o HNO<sub>3</sub>. La eliminación de las imperfecciones da paso a la remoción de las tensiones que se pudieron haber generado por defectos de carácter superficial.

Cuando se realiza la limpieza de las imperfecciones de las celdas, estas requieren de una texturización encargada de evitar la reflexión de los rayos solares reduciendo esta pérdida en un 20% aproximadamente. Es importante resaltar que este paso en el proceso solo es posible hacerlo con las obleas monocristalinas ya que las policristalinas no cuentan con una orientación definida. A continuación de la texturización se adiciona el dopante tipo n comúnmente es fósforo el que se usa ya que las obleas suelen tener tipo p debido a la introducción del bromo en las etapas iniciales. Luego de añadir el dopante se introduce la oblea a un horno de alta temperatura (900-1000°C) agregando algunos químicos como el pentóxido de fósforo y el oxiclورو de fósforo para hacer un baño sobre la oblea y que se forme la unión p-n. En la figura 9 se puede apreciar un esquema de la forma en que se procede a formar la unión p-n.

**Figura 9.**

*Unión p-n*



**Nota:** difusión de unión tipo n. Tomado de: BARRERA, María, et al. *Fabricación de paneles solares*. Disponible en:

[http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n\\_paneles\\_a.pdf](http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n_paneles_a.pdf). [31]

Finalmente se añade una capa anti reflectante que consiste en una capa fina de material translucido con un índice de refracción de  $n=2,3$  para que los índices de refracción del silicio y el vidrio se acoplen correctamente al funcionamiento. La adaptación de la celda a la estructura final de los paneles se hace mediante contactos tanto frontales como posteriores que deben cumplir con aspectos tales como: baja resistencia de contacto con la sílice, baja resistividad térmica, buena adhesión mecánica además de una facilidad de soldadura y compatibilidad con el encapsulado de las celdas. De esta forma se concluye la fabricación de las celdas para ser acopladas en el panel solar fotovoltaico.

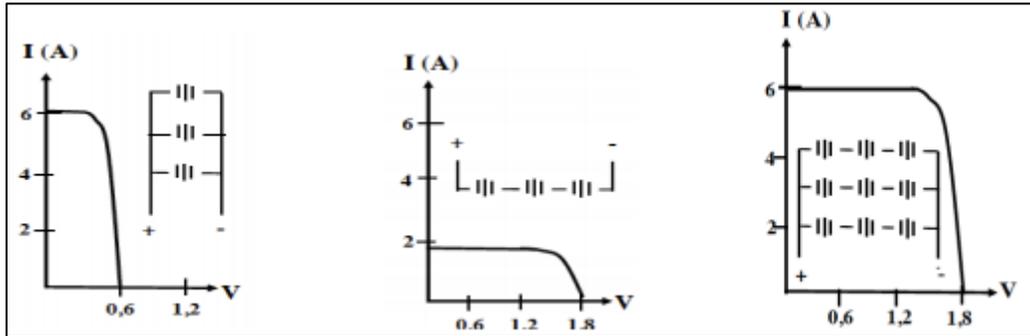
#### **1.4.2. Formación de cadenas y matriz de celdas fotovoltaicas**

Las celdas se deben conectar en serie y por lo tanto se comportan como fuentes de corriente por lo que se debe garantizar que todas las que se instalen cuenten con las características similares en términos eléctricos, con ello se evitan fallos que impidieran el correcto funcionamiento del panel, la forma correcta que se debe usar para las disposiciones es en serie conectando tantas celdas como sea posible hasta alcanzar el nivel de voltaje requerido según el uso, luego de eso se instalan varios paneles consiguiendo así la intensidad necesaria para la generación de potencia suficiente para el suministro de electricidad. La figura 10 ilustra eléctricamente lo que se busca al realizar la instalación de la matriz de celdas.

Estas conexiones se realizan con cables de cobre o estaño uniendo el polo positivo de la celda con el negativo de la siguiente celda a través de una soldadura de contacto, aunque en la actualidad surgen algunos daños por este tipo de unión se encuentra en estudio una nueva forma de realizar la unión mediante laser.

**Figura 10.**

*Esquema de instalación de matriz de celdas*



**Nota:** esquema de la instalación de matriz de celdas. Tomado de: BARRERA, María, et al. *Fabricación de paneles solares*. Disponible en: [http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n\\_paneles\\_a.pdf](http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n_paneles_a.pdf). [31]

Este laminado cumple con la tarea de darle protección y un nivel de amortiguamiento a la estructura ante vibraciones e impactos, además de actuar como un adhesivo entre las cubiertas del panel solar. Se usa generalmente EVA o un polivinilo butiral conocido como PVB. Sus características deben agrupar una excelente transmisión de la radiación solar, baja degradación frente a rayos UV para no disminuir el rendimiento del módulo fotovoltaico.

### **1.4.3. Instalación de cubiertas**

Para la cubierta exterior se utiliza vidrio por temas de durabilidad ya que anteriormente se usaba silicona, pero esta no poseía una vida útil larga que ocasionaba muchos problemas en los paneles. El vidrio utilizado presenta características de protección contra impactos muy buenas y permiten una mejor transmisión de la radiación del espectro solar. Esta capa protectora debe ser lisa y con baja capacidad en la retención de suciedades. Por otra parte, la cubierta posterior debe tener otras cualidades como lo es la protección contra las condiciones atmosféricas cambiantes especialmente la humedad, los materiales usados son el Tedlar o EVA que no permiten una absorción de la humedad y protegen los contactos eléctricos de cualquier cortocircuito en el funcionamiento.

#### **1.4.4. Instalación de contactos eléctricos**

Generalmente se dispone de una o dos cajas de conexión para exteriores que puedan tener los contactos accesibles mediante un tornillo, clema o algún conector de contacto fiable. Se usan módulos de pequeña potencia que se dotan de un cable de salida que se cubre con una protección de goma. Dentro de las cajas de intemperie se pueden encontrar diodos By-pass que pueden evitar otras imperfecciones relacionadas con las sombras parciales. Estos diodos impiden que la batería que almacena la energía producida por las celdas se descargue cuando no existe luz solar, evitando también que el flujo de la corriente que se obtiene se invierta cuando alguno de los paneles instalados presente sombra [25].

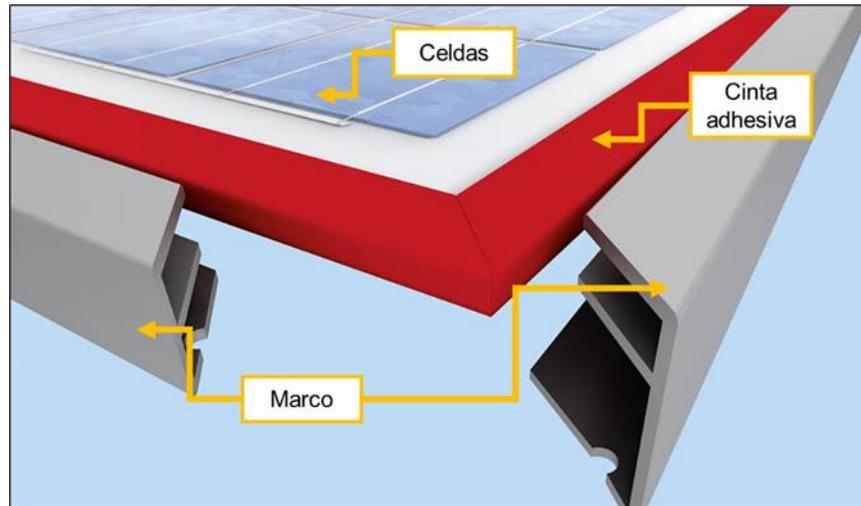
Básicamente los diodos evitan que entre los paneles se absorba el flujo de corriente, estos bypass impiden que los módulos de manera independiente absorban la corriente de los demás paneles instalados que presenten sombra. Las referencias de mejor rendimiento son los de bajas tensiones llamados Schottky que manejan tensiones oscilantes entre 0,2-0,4 V generando una mejor respuesta y menores intermitencias en el voltaje captado.

#### **1.4.5. Marco de Aluminio**

El ensamble del marco se realiza con una silicona o cinta adhesiva ya que no es posible usar remaches o cualquier tipo de unión en donde se tenga que perforar las celdas porque esto puede afectar la integridad del panel. Durante los últimos años se han empleado una cinta adhesiva de espuma de doble cara, que conduce térmicamente para evitar el sobrecalentamiento del panel [32], como la que se muestra en la figura 11. Se recubre el contorno del módulo laminado, y por medio de una máquina neumática, se ensambla el marco de aluminio [33].

**Figura 11.**

*Ensamble del marco*



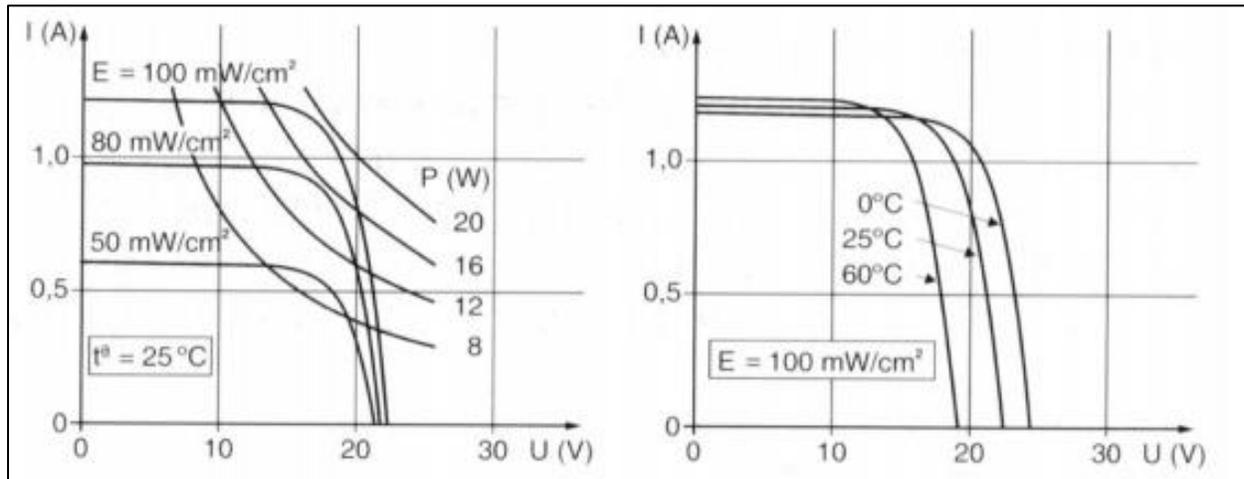
**Nota:** ilustración del ensamble del marco. Tomado de: (Tesa). *Fijación de bastidores fotovoltaicos*. Disponible en: <https://www.tesa.com/es-es/industria/energias-renovables/industria-aeronautica/fijacion-de-bastidores-fotovoltaicos>. [34]

#### **1.4.6. Test de funcionamiento**

De acuerdo con la normativa UNE- EN 61.215:2006 se estandariza el panel producido, dándole valores que pueden ser medidos y etiquetados mediante códigos por lo que se hace homogéneo el funcionamiento de los paneles para que no se presenten descompensaciones en los grupos que se instalan de paneles. En la figura 12 se pueden apreciar curvas de VI que evidencian el funcionamiento de los paneles solares.

**Figura 12.**

*Curvas voltaje contra corriente de paneles solares*



**Nota:** curvas de voltaje contra corriente de paneles solares. Tomado de: BARRERA, María, et al. *Fabricación de paneles solares*. Disponible en: [http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n\\_paneles\\_a.pdf](http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n_paneles_a.pdf). [31]

### 1.5. Paneles fotovoltaicos en Colombia

Colombia cuenta con instalaciones fotovoltaicas desde 1980 cuando una empresa de telecomunicaciones (Telecom) instaló 2.950 paneles solares en zonas rurales para radioteléfonos y como tuvieron éxito, se importaron 48.499 más de estos dispositivos entre 1985 y 1994 [35]. Posteriormente se siguieron realizando instalaciones fotovoltaicas en el país, aunque realmente tomó mayor importancia en el 2010 cuando Colombia ingresó a la Agencia Internacional de Energías Renovables (Irena), cuando se asumió una responsabilidad como país gestor de tecnologías de producción limpias y amigables con el medio ambiente, en donde se comienza a aprovechar la ubicación geográfica en la zona ecuatorial fomentando la energía solar como alternativa. Esta posición se hizo más fuerte en el 2014 cuando se estableció la ley 1715 en donde se busca diversificar la matriz energética con fuentes no convencionales, siendo protagonistas las fuentes renovables para la integración en el mercado energético en zonas no interconectadas [36].

**Ecuación 1**

$$\frac{10 \text{ kW}}{0,235 \text{ kW}} = 42,55 \cong 43 \text{ paneles}$$

**Ecuación 2**

$$\frac{9000 \text{ kW}}{0,235 \text{ kW}} = 38.297,87 \cong 38.298 \text{ paneles}$$

**Ecuación 3**

$$\frac{9000 \text{ kW}}{0,180 \text{ kW}} = 50.000 \text{ paneles}$$

De acuerdo con la UPME, se estima que para el 2010 en Colombia se tienen 9 MWp de energía solar instalados que en su mayoría son sistemas de baja capacidad inferiores a 10 kWp. Por medio del sistema de gestión de información y conocimiento FNCER de la UPME se busca tener un registro de los dispositivos instalados en el país [36], sin embargo, se calcula para generar 10kW se requieren 43 paneles solares con una potencia de 235 W [37], por lo tanto, para la capacidad instalada que se reporta se estimaría que se encuentra en un rango entre 38.298-50.000 paneles teniendo en cuenta que se pueden tener instalados dispositivos con menor potencia. Para establecer el rango se asume que se tienen paneles solares con potencias entre 180 W y 235 W.

**Tabla 2.***Proyectos de instalaciones fotovoltaicas en Colombia*

<b>Instalado</b>				
<b>Nombre proyecto</b>	<b>Ubicación</b>	<b>Capacidad</b>	<b>Cantidad de paneles</b>	<b>Referencia</b>
El Paso Cesar	Cesar	176 GW/año	250.000	[38]
Celsia Solar	Yumbo	16 GWh/año	35.000	[39]
Parque Solar Castilla Ecopetrol	Meta	21 MW	54.500	[40]
GreenYellow	Palmira	1,4 GW/año		[41]
Celsia Solar	Bolívar	15,542 MWh/año	32.000	[42]
Tecnoglass	Barranquilla	3901,8 MWh/año	7.820	[43]
Universidad nacional	Bogotá	70 kWp	200	[44]
Bancolombia	Medellín	1,1 millones kWh/año	1.960	[45]
Biodiversity International y el Ciat	-	3273 kWh/año	8.028	[45]
Nacional de Chocolates	Rionegro	2132 kWp	8.000	[45]
Parque comercial El Tesoro (EPM)	Medellín	423 kWp	1.568	[45]
Italo	Bogotá	490 MWh/año	1.080	[46]
Plaza Mayor (EPM)	Medellín	156,2 kWp	504	[45]
<b>Total</b>			<b>400.660</b>	

**Nota:** datos de proyectos instalados de sistemas fotovoltaicos

**Tabla 2.** (Continuación)

<b>Proyectos</b>				
Pétalo de Córdoba	Córdoba	17 GWh/año	27.500	[47]
Campo rubiales	Ecopetrol	80 MW	-	[40]
Estación San Fernando	Ecopetrol	50 MW	130.000	[40]

**Nota:** datos de proyectos instalados de sistemas fotovoltaicos

Durante los últimos años se han estado realizando proyectos significativos en el país, en donde se hacen instalaciones grandes para autoabastecimiento de energía dando cumplimiento a la normativa colombiana, además de estar en proyección 3 instalaciones más. En la tabla 2 se muestran los proyectos ya instalados, sumando aproximadamente 400.660 paneles más. Estas cifras indican que en el país se tienen paneles solares y que muchos de estos ya deben ser cambiados porque han cumplido con su vida útil o porque se han generado daños ya sea por temas ambientales o por daños generados antes de su instalación. En la tabla 3 se muestran los principales proveedores de paneles solares fotovoltaicos en Colombia [48].

**Tabla 3.***Principales proveedores de paneles solares fotovoltaicos en Colombia*

<b>Nombre</b>	<b>Ciudad</b>
SAUFER SOLUCIONES	Bogotá
CELSIA	Medellín
	Cali
HYBRYTEC	Medellín
INVERSIONES FERNANDO IRAL S.A.S.	Medellín
GLOBALEM SAS	Bogotá
ORQUÍDEA SOLAR S.A.	Medellín
SOLARMAX	Cali
SOLEN TECHNOLOGY	Bogotá
INGESOLAR	Bogotá
ENERGÍA INTEGRAL ANDINA	Bogotá
SOLARTEX	Bogotá

**Nota:** nombre de los principales proveedores de paneles solares en el país.g Tomado de: E. Contreras and W. Piragauta, "Diseño De Planta Fotovoltaica En El Campus De La Universidad Cooperativa De Colombia Sede Villavicencio Meta, Colombia." , Universidad Cooperativa de Colombia, 2018.

### **1.6. Métodos de reciclaje de paneles solares**

Los paneles solares se caracterizan por tener la estructura que se muestra en la figura 4 (sección 1.2.2.1), en donde la mayor proporción se tiene vidrio y aluminio los cuales son el principal interés para reciclaje de estos dispositivos. También se encuentran metales pesados que pueden ser de interés para su reciclaje como lo son el cobre, plata, estaño, plomo, entre otros; y polímeros que pueden ser recuperados de igual manera [49]. En la tabla 4 se muestra un porcentaje en peso promedio de los componentes de un panel solar de acuerdo con lo encontrado por diferentes autores experimentalmente, destacando que el vidrio es el de mayor proporción seguido del aluminio.

**Tabla 4.**

*Porcentaje en peso de los componentes de un panel solar*

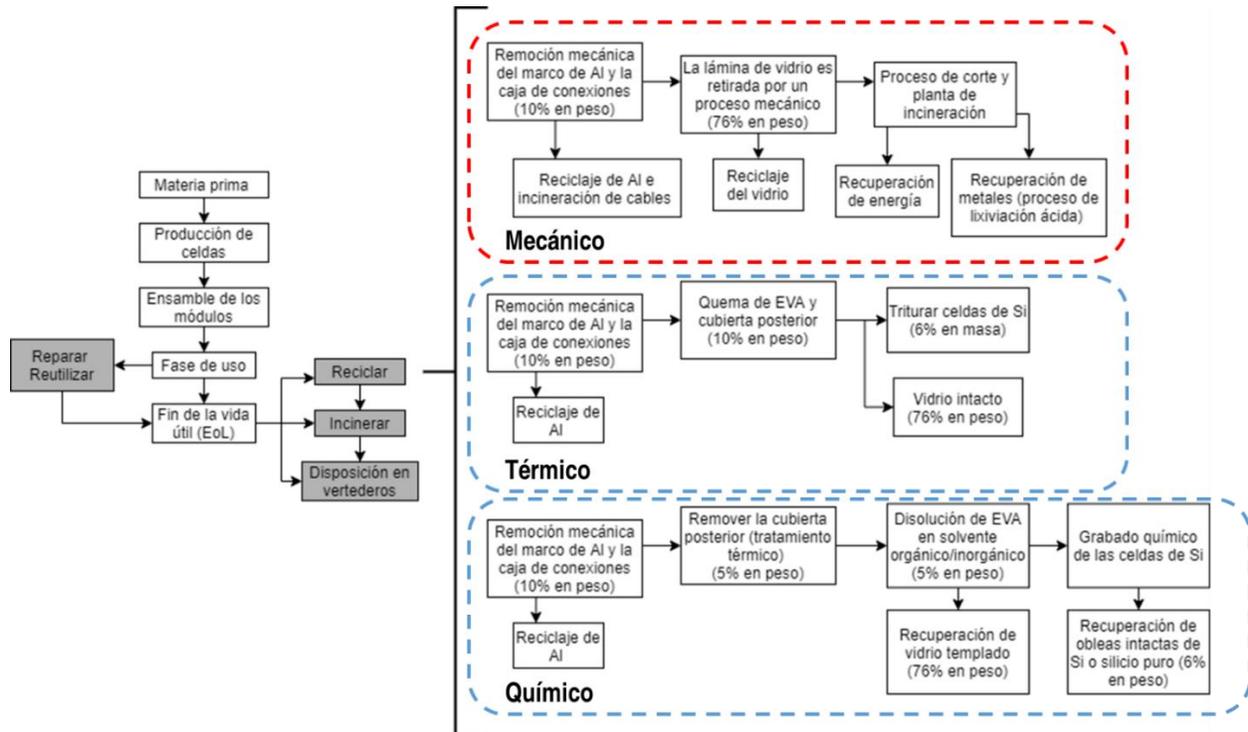
	<b>Del Pero [13]</b>	<b>Latunussa [50]</b>	<b>Promedio</b>
<b>Vidrio</b>	68,0%	70,0%	69,0%
<b>Marco</b>	20,0%	18,0%	19,0%
<b>Etileno-Vinil-Acetato (EVA)</b>	5,5%	5,1%	5,3%
<b>Celdas</b>	3,5%	3,7%	3,6%
<b>Cubierta posterior</b>	1,0%	1,5%	1,3%
<b>Caja de conexiones</b>	2,0%	1,75%	1,9%

**Nota:** revisión bibliográfica sobre la composición de los componentes de paneles solares. Tomado de: F. Del Pero *et al*, "Innovative device for mechanical treatment of End-of-Life photovoltaic panels: Technical and environmental analysis," *Waste Manage.*, vol. 95, pp. 535-548, 2019. DOI: 10.1016/j.wasman.2019.06.037. C. E. L. Latunussa *et al*, "Life Cycle Assessment of an innovative recycling process for crystalline silicon photovoltaic panels," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 156, pp. 101-111, 2016. Disponible en: <https://search.datacite.org/works/10.1016/j.solmat.2016.03.020>. DOI: 10.1016/j.solmat.2016.03.020.

Para reciclar cada uno de los componentes de un panel se requieren de diferentes técnicas, dependiendo de la dificultad que se tenga para separarlo del dispositivo, por lo cual, se conocen tres métodos: separación mecánica, tratamiento térmico y tratamiento químico. en cada método se logran separar los componentes que se muestran en la figura 13. Inicialmente se realiza una separación mecánica, en donde se logra obtener los componentes superficiales, posteriormente se emplea un tratamiento térmico y si se quiere una recuperación profunda se realiza un tratamiento químico [51].

**Figura 13.**

*Procesos de reciclaje de paneles fotovoltaicos*



**Nota:** técnicas de reciclaje de paneles solares. Tomado de: M. Lunardi et al, "Comparative Life Cycle Assessment of End-of-Life Silicon Solar Photovoltaic Modules," Applied Sciences, vol. 8, (8), pp. 1396, 2018. Disponible en: <https://search.proquest.com/docview/2322348442>. DOI: 10.3390/app8081396. [52]

### **1.6.1. Separación mecánica**

Como se muestra en la figura 13, la separación mecánica es la primera etapa en el reciclaje de paneles solares; esta etapa consiste en la remoción del marco y caja de conexiones. Una forma común de retirar estas partes es manualmente, sin embargo, no es una técnica muy eficiente ya que se requiere de personal y requiere más tiempo, por lo cual, se han implementado diferentes métodos para la realización de esta tarea.

Europa lidera este tipo de procesos, teniendo una planta en Francia (Veolia) en donde utilizan una máquina hidráulica semiautomática que aplica una fuerza desde el interior hacia afuera del panel generando el desprendimiento del marco [13].

Otro método empleado se basa en triturar los paneles antes de ingresar al proceso, y por medio de sensores que detectan colores, patrones o magnetismo, se separan diferentes materiales como vidrio, cobre, polímeros, aluminio o acero [53].

### **1.6.2. Tratamiento térmico**

Consiste en la incineración controlada del encapsulante Etileno-Vinil-Acetato (EVA), a temperaturas entre 400-500°C. Una vez se ha retirado el marco y la caja de conexiones se trituran las celdas y se procede con este tratamiento que puede ser una pirolisis.

En esta etapa se logra recuperar vidrio y celdas de Si, mientras que todos los componentes poliméricos son evaporados por las altas temperatura [54]. Un aspecto importante para tener en cuenta es que para un tratamiento térmico se debe tener un volumen considerable de material a procesar para hacerlo más eficiente en términos de costos [55].

### **1.6.3. Tratamiento químico**

De acuerdo con lo mostrado en la figura 13 previo al tratamiento químico se debe realizar una separación mecánica y un tratamiento térmico, dejando únicamente las celdas de Si obtenidas luego del tratamiento térmico. Estas celdas contienen metales que son de interés como cobre, plata, estaño y plomo, por lo que se hace necesaria una recuperación química [55].

La recuperación química se hace por hidrometalurgia, en donde se busca la recuperación generalmente de un metal, de una solución empleando un solvente y posteriormente se realiza filtración y prensado obteniendo finalmente los metales de interés [55]. Entre los procesos de hidrometalurgia empleados se encuentra lixiviación ácida o básica, extracción por solventes, precipitación química o procesos electroquímicos [54].

## **1.7. Reciclaje de paneles solares en la industria**

En los últimos años las instalaciones de paneles solares han tomado fuerza en todo el mundo, por lo cual los desechos generados por estas también han incrementado, es por esto por lo que alrededor del mundo se han venido tomando medidas con respecto

a el manejo correcto de estos dispositivos. La Unión Europea (UE) ha sido líder en el manejo de los Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos (RAEE), generando un sistema que ha servido como modelo en el resto del mundo de recogida y correcta disposición. PV Cycle es una organización que ofrece servicios de gestión de RAEE y que tiene alianzas con varios países, principalmente europeos para transportar los desechos a su planta aliada en Francia (Veolia), en donde se procesan 1.400 toneladas de paneles al año logrando un 95% en peso de recuperación de diferentes materiales [56].

En Estados Unidos se encuentra First Solar quienes comenzaron siendo fabricantes de paneles solares, sin embargo, crearon su propia planta de reciclaje de paneles debido a la cantidad de residuos que estaban generando. Cuentan con plantas en Estados Unidos, Malasia y Vietnam donde se procesan paneles de Teluro de Cadmio (CdTe) y se estima que se tiene una capacidad de 2 millones de paneles anuales en las tres plantas [57]. First Solar recupera cerca del 90% del vidrio y materiales semiconductores [58].

ANTEC Solar es una marca de paneles solares y realizan el proceso de reciclaje de los paneles que salen defectuosos en producción o los que son devueltos por el cliente ya sea por garantía o por haber finalizado su ciclo de vida [59]. Algunas de estas plantas realizan alianzas con los mismos fabricantes para tener un volumen de procesamiento que justifique el proceso, como es el caso de Reclaim PV Recycling quienes estiman que en su primer año se procesen 75.000 paneles [60]. Otras alternativas las ofrece RinovaSol en los Países Bajos quienes realizan un proceso de revisión antes de desechar el panel, con esto se ha logrado prolongar la vida útil de estos dispositivos teniendo un estimado de 2.553.380 años aumentados, lo cual representa la reparación de 127.669 paneles. Sin embargo, también ofrecen el servicio de reciclaje en caso de que no se logre reparar, en total han reciclado 499.120 paneles [61]. Como estas existen otras plantas de reciclaje de paneles, muchas de estas son los mismos fabricantes quienes recogen los dispositivos, retiran el marco y la caja de conexiones y acumulan las celdas hasta tener un volumen suficiente para realizar la recuperación de los componentes de las celdas.

## **1.8. Disposición de paneles solares en Colombia**

En Colombia se han venido desarrollando normativas que regulen la gestión de Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos (RAEE), en donde se busca dar un manejo adecuado a este tipo de residuos, encontrando a los paneles solares en la categoría 4 como aparatos electrónicos de consumo y paneles fotovoltaicos de acuerdo con la directiva RAEE de 2002 de la Unión Europea [3].

Colombia busca con la Política Nacional para la Gestión Integral de Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos dar solución al manejo de estos residuos teniendo como guía el modelo empleado en Europa. Se quiere lograr una responsabilidad por parte del productor que facilite la recolección de los RAEE para posteriormente ser enviados a instalaciones en donde se realicen los respectivos procesos de reciclaje y recuperación de materias primas [3].

La Política Nacional para la Gestión Integral de RAEE tiene un plan de acción proyectado a ser finalizado en el 2032 cuyo propósito es “promover la gestión integral de los RAEE” siguiendo cuatro objetivos, en donde el objetivo 3 impulsa la investigación y desarrollo de métodos de recuperación de materias primas de RAEE siguiendo la normativa ambiental [3].

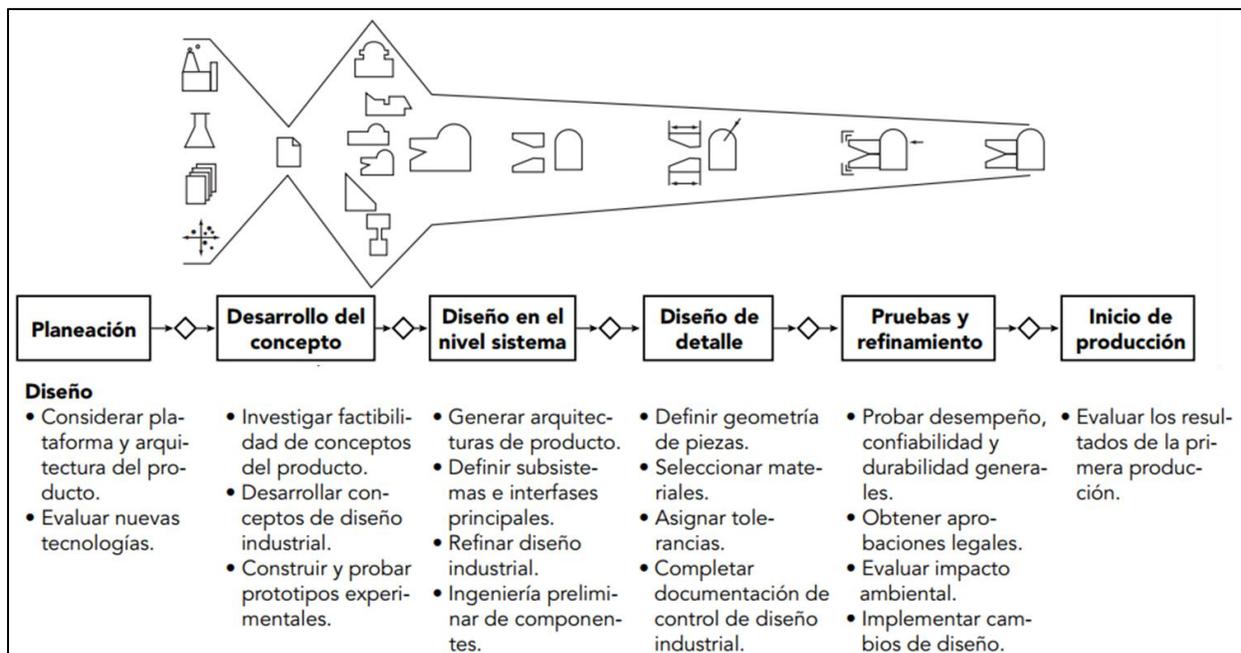
El Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible por medio del decreto 284 del 15 de febrero de 2018 reglamenta las obligaciones de productores, comercializadores, usuarios o consumidores y autoridades involucradas en la gestión de RAEE, proporcionando información del tipo de dispositivo y disposición adecuada. También establece que se debe tener un registro ante el Ministerio de Comercio Industria y Turismo de los AEE que se comercialicen en el país [62].

## 2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

En la figura 14 se muestran 6 fases establecidas en el libro “Diseño y desarrollo de productos” en donde se indican las consideraciones en cada una de las etapas mencionadas. A lo largo de este capítulo se establece la metodología seguida para establecer el diseño de la máquina requerida siguiendo las fases 2 y 3 correspondientes al desarrollo del concepto y diseño en el nivel sistema.

**Figura 14.**

*Fases para el desarrollo de productos*



**Nota:** fases para el diseño de un producto. Tomado de: K. T. Ulrich and S. D. Eppinger, *Diseño Y Desarrollo De Productos* . (Quinta ed.) México D.F.: McGraw Hill, 2013.

### 2.1. Desarrollo del concepto

La fase de desarrollo del concepto se enfoca en identificar las necesidades y requerimientos de la máquina. Durante esta etapa se busca caracterizar el panel solar con el fin de establecer los parámetros de diseño; a partir de esto, se plantean diferentes soluciones y se selecciona la que represente la mejor opción teniendo en cuenta unos criterios de selección establecidos por los diseñadores.

### **2.1.1. Caracterización del panel solar**

Los aspectos principales para tener en cuenta en la caracterización del panel solar para el desarrollo del trabajo son los siguientes:

- Masa total del panel.
- Masa del marco de aluminio del panel.
- Tipo de unión del marco al panel.
- Dimensiones del panel.
- Tipo de Aluminio del marco.

Con estos datos es posible analizar el universo de variables para tener en cuenta en la definición de los parámetros de diseño iniciales con los que se podrán proponer métodos de solución y generación de especificaciones, para el cumplimiento de la operación de separación del marco del panel solar. Si bien en el desarrollo del diseño se presentarán algunas modificaciones que añadan o eliminen alguna de las variables iniciales, según se consideren necesario hacerlo.

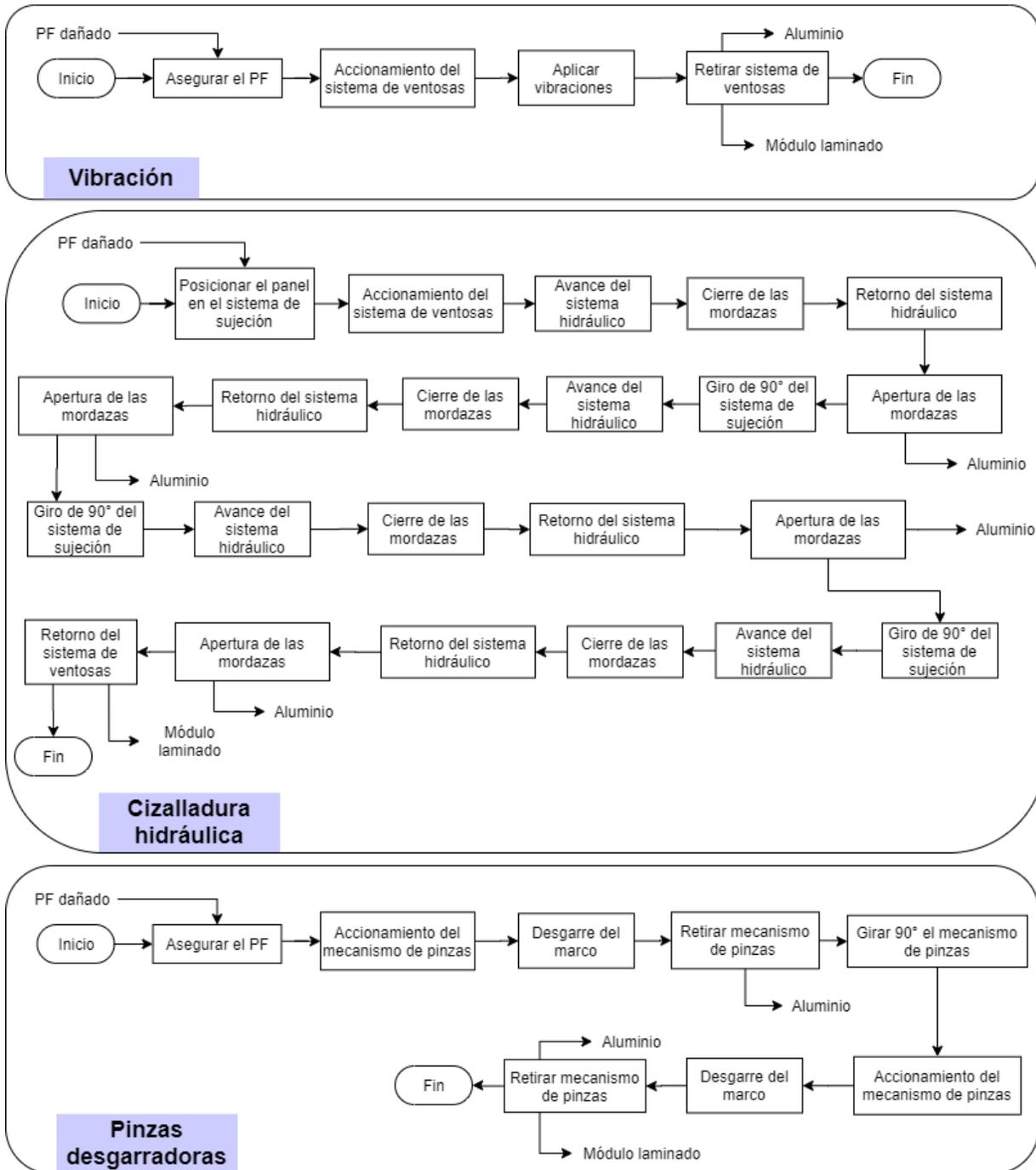
### **2.1.2. Posibles soluciones**

Se establecen tres alternativas de solución, siendo su principal diferencia el mecanismo que ejecuta la acción de desprender el marco del panel solar. En la figura 15 se muestra un diagrama de bloques explicando el funcionamiento de las posibles soluciones al diseño.

Estas alternativas son evaluadas de acuerdo con los criterios establecidos en la sección 2.1.3. en donde se consideran seis factores para la selección del mecanismo de activación: nivel de autonomía, integridad de la estructura, mantenimiento, complejidad del mecanismo, costo de fabricación y facilidad de operación.

**Figura 15.**

*Diagrama de bloques de las alternativas*

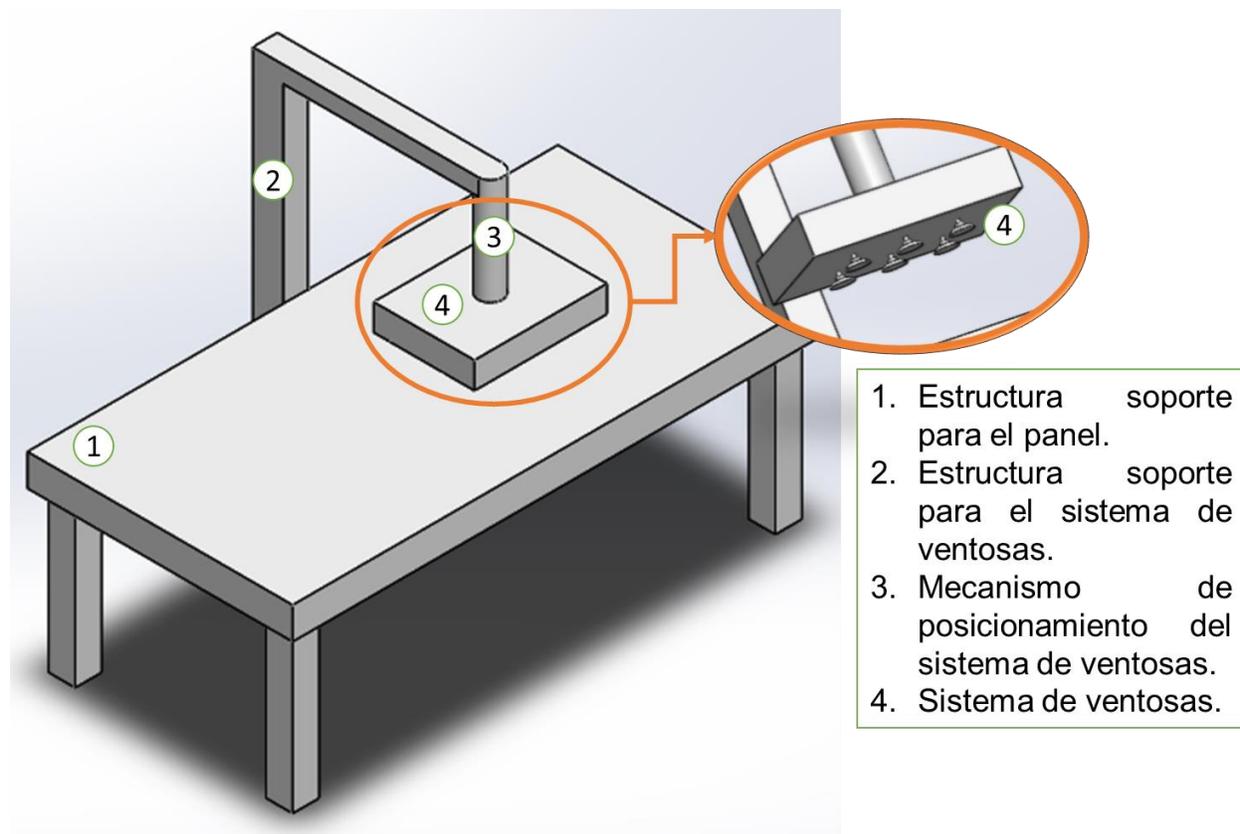


**Nota:** diagrama de bloques explicando el proceso a seguir para cada una de las alternativas propuestas.

- *Vibración*: el proceso comienza con el posicionamiento y aseguramiento del panel sobre la estructura de la máquina; posteriormente, un sistema de ventosas se ubica sobre el panel para aplicar vibraciones sobre este y empleando el principio de resonancia, desprender el marco del módulo laminado. En la figura 16 se esquematiza el diseño de la máquina, identificando 4 partes correspondientes a los principales sistemas que hacen parte de esta propuesta. Este proceso requiere de un paso para lograr el objetivo principal.

**Figura 16.**

*Esquema separación por vibraciones*



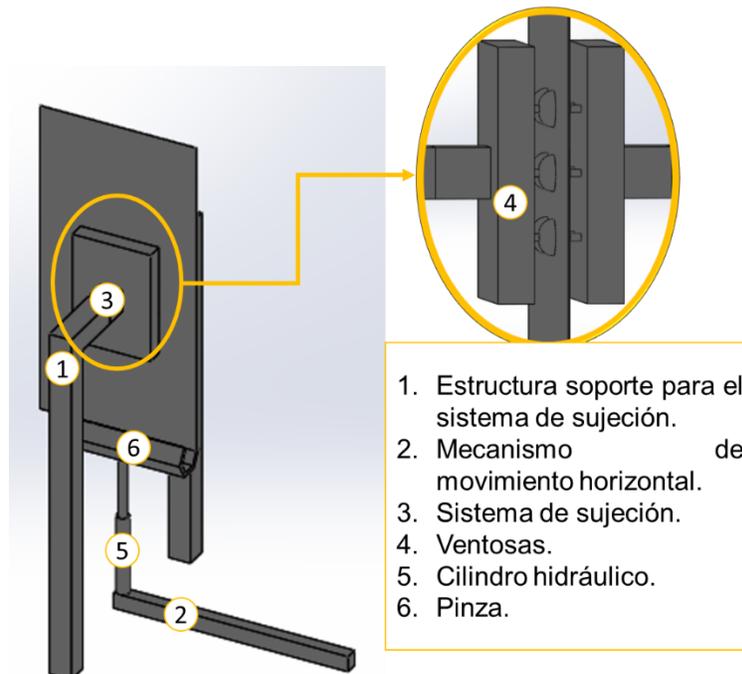
**Nota:** ilustración de la propuesta de vibraciones. Realizado en el software Solid Edge [63]

- *Cizalladura hidráulica*: el proceso inicia ubicando el panel para activar el sistema de sujeción por medio de vacío con ventosas. Seguidamente se activa un sistema hidráulico, permitiendo el avance de una mordaza que agarre el marco, y posteriormente con el retroceso del cilindro se desprende el marco venciendo la

resistencia a la cizalla de la unión entre el marco y el módulo laminado. El proceso propuesto en este requiere de cuatro pasos, ya que se retira una sección del marco y luego se debe girar 90° para retirar la siguiente sección, es decir, que se debe rotar cuatro veces el marco para retirar por completo el elemento de interés. Al finalizar el proceso se obtiene aluminio y el módulo laminado. En la figura 17 se esquematiza el diseño de esta propuesta identificando 4 partes, sin embargo, se hace una descomposición en el sistema de sujeción mostrando las ventosas y del sistema hidráulico mostrando la mordaza encargada finalmente de realizar la separación del marco de aluminio.

**Figura 17.**

*Esquema separación por cizalladura hidráulica*



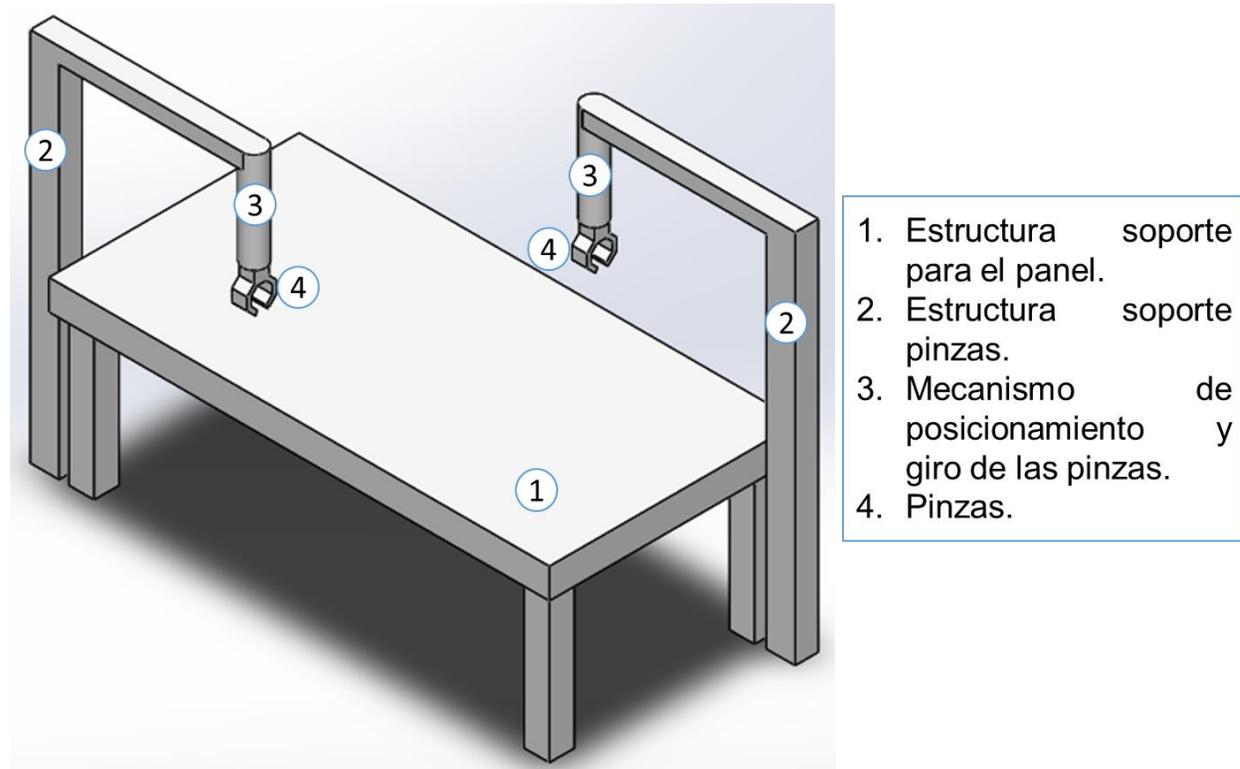
**Nota:** ilustración de la propuesta de cizalladura hidráulica. Realizado en el software Solid Edge

- *Pinzas desgarradoras:* este proceso se parece mucho al descrito anteriormente, la diferencia radica en que para este caso se debe vencer la resistencia al pelado de la unión entre el marco y el módulo laminado. El mecanismo consiste en dos pizas que se ubican primero en la sección superior e inferior del marco para desagarrarlo y luego de un giro de 90° del mecanismo, retirar las dos secciones faltantes. En la figura 18

se esquematiza el diseño de esta propuesta, destacando que para este caso se requiere de dos estructuras de soporte para el mecanismo de separación (pinzas).

**Figura 18.**

*Esquema separación por pinzas*



**Nota:** ilustración de la propuesta de pinzas. Realizado en el software Solid Edge

### **2.1.3. Selección del método**

Para la selección se emplea el método de sumas ponderadas que consiste en asignar un peso o importancia a cada uno de los criterios según sea considerado y calificar cada una de las propuestas siguiendo una escala establecida, quedando como la mejor opción la que obtenga la calificación más alta al final de la valoración [64].

La tabla 5 muestra los criterios de selección considerados, junto con la importancia que se le asigna a cada uno. Todos los criterios están directamente relacionados con la operación y el mantenimiento, por lo cual se establece que la mayor importancia se le da al mantenimiento con un peso del 30% ya que esto implica tiempos muertos u operación de la máquina con probabilidad de presentar fallas durante la operación, además de

incluir el costo de repuestos y si requiere procedimientos rigurosos en las actividades de mantenimiento. El siguiente criterio en importancia se le da a la complejidad del mecanismo (25%) puesto que a partir de esto se puede tener un estimado del costo de la propuesta. Seguidamente se tiene el nivel de autonomía y la facilidad de operación con el 17,5% cada uno ya que de esto depende el nivel de conocimiento y la cantidad de operarios presentes durante la operación. Finalmente se encuentra la integridad de la estructura del panel con el 10%, ya que se puede evaluar el estado de los demás componentes para su reutilización sin necesidad de un proceso profundo de reciclaje, sin embargo, no es la prioridad en la operación.

**Tabla 5.**

*Criterios de selección para el diseño de la máquina*

<b>Criterios de Selección</b>	<b>Designación</b>	<b>Importancia</b>
Nivel de autonomía	C1	0,175
Integridad de la estructura del panel	C2	0,10
Mantenimiento	C3	0,30
Complejidad del mecanismo	C4	0,25
Facilidad de operación	C5	0,175
<b>Total</b>		<b>1</b>

**Nota:** designación y asignación de importancia para los criterios de calificación.

- **Nivel de autonomía (C1):** el nivel de autonomía hace referencia al porcentaje de automatización de la máquina, es decir, a la necesidad de que un operario tenga que estar presente durante el proceso para verificar que sea ejecutado correctamente. Se establece una escala de calificación de 1 a 3 en donde 1 indica que se requiere vigilancia permanente y 3 indica que la máquina es capaz de ejecutar su tarea sin supervisión. En la tabla 6 se detalla la asignación de la calificación.

**Tabla 6.**

*Calificación nivel de autonomía*

<b>Valor</b>	<b>Nivel de autonomía</b>	<b>Descripción</b>
1	<35%	Requiere total atención del operario durante el arranque, ejecución de la tarea y detención del equipo.
2	36-75%	Requiere atención parcial por parte de un operario. Se debe verificar cada cierto tiempo que se realice la tarea correctamente, además de comprobar el arranque y detención del equipo.
3	>76%	No requiere atención de un operario. El equipo tiene completa autonomía para ejecutar la tarea, así como su arranque y detención.

**Nota:** explicación de la calificación para el nivel de autonomía.

- **Integridad de la estructura del panel (C2):** este criterio hace referencia a la capacidad del equipo de separar los componentes sin generar daños en el resto de las partes, puesto que muchas de estas pueden ser recicladas sin ser procesadas nuevamente al no presentar daños. Se establece una escala de 1 a 3 en donde 1 representa el mayor daño en las partes del panel y 3 el menor daño en los componentes de este mismo. La tabla 7 describe detalladamente la calificación.

**Tabla 7.**

*Calificación integridad de la estructura del panel*

Valor	Nivel de daño	Descripción
1	>90%	La mayor parte de los componentes sufren daño durante el proceso. Es necesario realizar tratamiento químico o térmico para finalizar su reciclaje.
2	10-90%	Algunos componentes son retirados sin sufrir daño y pueden ser reutilizados sin realizar reciclaje.
3	<10%	Todos los componentes pueden ser reutilizados sin necesidad de realizar procesos adicionales.

**Nota:** explicación de la calificación para la integridad de la estructura del panel.

- **Mantenimiento (C3):** el mantenimiento es considerado ya que implica costos durante la operación, se deben realizar actividades periódicas con el fin de evitar detención de la operación. En la tabla 8 se describe la calificación para este criterio.

**Tabla 8.**

*Calificación mantenimiento*

Valor	Descripción
1	Se considera que la mayor parte de los componentes de la máquina requieren de mantenimiento con elevada frecuencia para la operación.
2	Algunos componentes de la máquina requieren de mantenimiento frecuente para la correcta operación.
3	Los componentes de la máquina funcionan de manera óptima durante largas jornadas de trabajo sin necesidad de mantenimiento.

**Nota:** explicación de la calificación para el mantenimiento.

- **Complejidad del mecanismo (C4):** hace referencia al principio de funcionamiento que se requiere para el diseño. Se evalúa que tan complejo puede llegar a ser el sistema para lograr el objetivo. En la tabla 9 se especifican las consideraciones para la calificación de este criterio.

**Tabla 9.***Calificación complejidad del mecanismo*

Valor	Complejidad	Descripción
1	Alta complejidad	Los sistemas y subsistemas requieren un alto nivel de ingeniería en su diseño. La energía final es producto de una transformación que involucra un grupo de más de 3 tipos de energía.
2	Mediana Complejidad	Los sistemas y subsistemas que requieren un nivel medio de ingeniería en su diseño. La energía final es producto de la transformación de 2-3 tipos de energía.
3	Baja Complejidad	Los sistemas y subsistemas que requieren un nivel bajo de ingeniería en su diseño. La energía final es producto de un tipo de energía utilizado en la transformación.

**Nota:** explicación de la calificación para la complejidad del mecanismo.

- **Facilidad de operación (C5):** la facilidad de operación hace referencia al nivel de conocimiento que debe tener el operario para dar marcha, ejecutar la acción y detener el proceso. Este criterio está directamente relacionado con el nivel de autonomía. Cuando las condiciones de operación y maniobrabilidad se estiman en una escala cuantitativa se puede definir el nivel de facilidad con que la máquina puede ser operada por un nuevo trabajador o por personas que no poseen una estrecha relación con este tipo de máquinas. En la tabla 10 se detalla la calificación para la facilidad de operación.

**Tabla 10.**

*Calificación facilidad de operación*

<b>Valor</b>	<b>Dificultad</b>	<b>Descripción</b>
1	Difícil	Se requiere de una persona especializada en el área para el correcto manejo de la máquina.
2	Medianamente difícil	El operario requiere de una capacitación específica para indicar el funcionamiento de la máquina.
3	Fácil	No se requiere de conocimientos específicos para el funcionamiento de la máquina.

**Nota:** explicación de la calificación para la facilidad de operación.

Una vez definidos los criterios de selección y sus valoraciones, se procede con la calificación de cada una de las alternativas siguiendo el método de las sumas ponderadas, calculado de la siguiente manera [64]:

**Ecuación 4.**

$$S_j = \sum_{i=1}^n r_{ij}w_i$$

Donde:

$r_{ij}$  = evaluación de la fila del concepto  $j$  para el  $i$ -ésimo criterio

$w_i$  = ponderación del  $i$ -ésimo criterio

$n$  = número de criterios

$S_j$  = evaluación total para el concepto  $j$

Una de las finalidades de la ejecución de la investigación es la de validar un diseño que cuente con las características adecuadas para cumplir con la tarea solicitada y darle solución a la problemática propuesta. En la tabla 11 se establece un rango de aceptación de la propuesta de acuerdo con la calificación obtenida luego del método de evaluación por sumas ponderadas de los criterios mencionados anteriormente. Cuando la

calificación es mayor a 2.5 se garantiza que el diseño tendrá la capacidad de operar a la tasa de producción que se le suministre sin llegar a causar problemas inesperados, brindando una confiabilidad elevada según los aspectos estudiados y tenidos en cuenta a la hora de ejecutar la selección del método.

La calificación de los métodos mediante una matriz de sumas ponderadas permite asignar y evaluar las fortalezas y debilidades de cada uno de ellos, dando un concepto al final de la evaluación que está ligado a la factibilidad de diseño teniendo en cuenta aspectos de carácter técnico, tecnológico y económico.

**Tabla 11.**

*Conceptos de calificación*

<b>Nivel de Calificación</b>	<b>Concepto Emitido</b>
1,0 - 1,5	No cumple los requerimientos mínimos para ser considerado como alternativa de diseño, teniendo en cuenta aspectos técnicos, tecnológicos y económicos.
1,5 - 2,5	Cumple parcialmente los requerimientos solicitados para el diseño, aunque se deben analizar algunas mejoras para la puesta en marcha.
2,5 - 3,0	Cumple con los aspectos esperados para el diseño y correcta ejecución de la tarea especificada, teniendo en cuenta aspectos técnicos, tecnológicos y económicos.

**Nota:** conceptos de calificación para la selección de la alternativa.

#### **2.1.4. Especificaciones de diseño**

Cuando se trata de las especificaciones de diseño, generalmente se inicia a partir de alguna variable que limita las condiciones de funcionamiento que tendrá una máquina, estableciendo así el punto de partida para la formulación de diferentes formas de abordar la problemática presentada en este trabajo. Dentro de los aspectos a definir para el diseño se agrupan temas tales como el tipo de unión del panel, el tamaño del panel, y las características de forma que pueden contener los diferentes tipos de paneles mono cristalinos.

La variable clave que puede abarcar todas las funcionalidades del diseño y que predetermina los demás conceptos para tener en cuenta, es la del tipo de unión adhesiva, esta variable es crucial debido a que muestra la resistencia que debe contrarrestarse para separar el marco del panel solar. En los paneles estudiados a través de los diferentes proveedores se han identificado dos tipos de unión que en algunos casos se pueden combinar. El primero de ellos hace referencia a la unión mediante cinta adhesiva de doble faz con cubierta de espuma, que describe una unión mucho más estilizada y moderna, que mediante su bajo espesor y alta resistencia al desgarro y cizallado brindan unas excelentes prestaciones; de otra parte se encuentran las uniones con silicona alrededor del vidrio o superficie de EVA que protege las cubiertas que se unen con unos remaches en los extremos del marco para darle una sujeción admisible para soportar las diferentes condiciones ambientales a las que el panel se ve expuesto. El nivel de resistencia que pueda tener la unión adhesiva condiciona de manera directa el mecanismo que se debe usar para retirar este marco ya que de acuerdo con la resistencia de la unión se podrá determinar el tipo de mecanismo que ejecutará la operación de manera correcta.

Mediante el método de la caja negra se busca suministrar al proceso una cantidad de variables denominadas parámetros de diseño, los cuales a través de un proceso de selección permitirán desarrollar el mecanismo óptimo para el cumplimiento de las tareas que se requieren dando solución a la problemática. De acuerdo con lo anterior en la sección 2.2 se amplía este enfoque de diseño y se explica de manera detallada la forma en la que se emplean los parámetros de diseño propuestos.

Por otra parte, se debe tener en cuenta que uno de los factores que cobra importancia en el desarrollo del diseño es el costo, que estará ligado a la complejidad que se requiera en el proceso de formulación y selección de las alternativas y conceptos. Lo ideal es que se logre el nivel óptimo de costos de producción y mantenimiento, que logre responder a los requerimientos formulados en el desarrollo del trabajo.

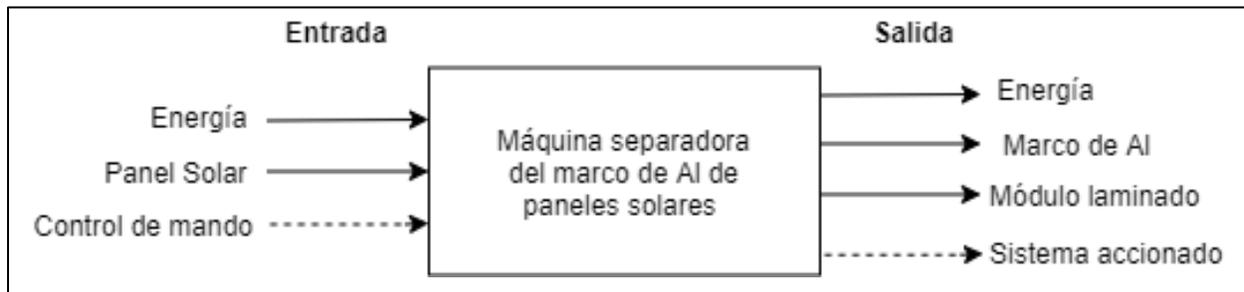
## **2.2. Diseño en el nivel del sistema**

El diseño del nivel del sistema hace referencia a la disgregación de los sistemas y subsistemas de la máquina. Estos se identifican en el capítulo 3 luego de definir uno de

los tres métodos propuestos, para el cual se logra el diseño de detalle, de acuerdo con el resultado obtenido de la tabla de selección del método por medio de sumas ponderadas. De manera general, en la figura 19, se esquematiza por medio de un diagrama de caja negra el proceso a realizar.

**Figura 19.**

*Diagrama de caja negra*



**Nota:** diagrama de caja negra explicando las entradas y salidas del proceso.

De acuerdo con este diagrama, se establece que para cualquiera de las propuestas se requiere de los siguientes sistemas:

- Sistema estructural
- Sistema de control
- Sistema mecánico
- Sistema de potencia

### 3. PARÁMETROS DE DISEÑO

En este capítulo se establecen los parámetros de diseño de la máquina propuesta, teniendo en cuenta el panel de referencia, y siguiendo la metodología expuesta en el capítulo 2.

Se inicia con la caracterización de los paneles para de esta manera definir las especificaciones del diseño y posteriormente la evaluación de alternativas y la selección de la mejor opción considerando factores como los componentes, costos, tiempos de operación e intervención de la mano de obra.

#### 3.1. Caracterización del panel

El panel fue proporcionado por la Fundación Circular Crops, desechados por daños durante la instalación. El dispositivo es de referencia RSM60-280P de la marca Risen Solar Technology; en la tabla 12 se encuentran las características del módulo.

**Tabla 12.**

*Caracterización panel fotovoltaico*

<b>Número de celdas</b>	60
<b>Ancho (mm)</b>	992
<b>Alto (mm)</b>	1650
<b>Espesor (mm)</b>	35
<b>Marco</b>	Aleación de Al anodizado
<b>Peso (kg)</b>	18

**Nota:** datos de las dimensiones del panel solar evaluado.

Tomado de: Risen Solar Energy. *Ficha técnica RSM60-280P*. Disponible en:

[https://cdn.ensolar.com/Product/pdf/Crystalline/5a9f69d57cee7.pdf?\\_ga=2.244046598.2057388956.1596729420-205645357.1590167834](https://cdn.ensolar.com/Product/pdf/Crystalline/5a9f69d57cee7.pdf?_ga=2.244046598.2057388956.1596729420-205645357.1590167834) [65]

En la figura 20 se muestra el panel caracterizado, se logra identificar cada celda en la figura 20.a. y la caja de conexiones en la parte posterior (figura 20.b). También se

identifica en el acercamiento de la vista posterior una unión adhesiva entre el marco y las celdas.

La caracterización de los componentes se realizó de manera teórica de acuerdo con lo encontrado en literatura (sección 1.6.) por lo cual se determina la composición en peso del panel detallada en la tabla 13.

**Tabla 13.**

*Composición en peso del panel*

	<b>Fracción másica</b>	<b>Peso (kg)</b>
<b>Vidrio</b>	0,690	12,420
<b>Marco</b>	0,190	3,420
<b>Etileno-Vinil-Acetato (EVA)</b>	0,053	0,954
<b>Celdas</b>	0,036	0,648
<b>Cubierta posterior</b>	0,013	0,234
<b>Caja de conexiones</b>	0,018	0,324
<b>Total</b>	<b>1</b>	<b>18</b>

**Nota:** caracterización teórica de los componentes del panel solar evaluado. Tomado de: F. Del Pero et al, "Innovative device for mechanical treatment of End-of-Life photovoltaic panels: Technical and environmental analysis," *Waste Manage.*, vol. 95, pp. 535-548, 2019. DOI: 10.1016/j.wasman.2019.06.037. C. E. L.

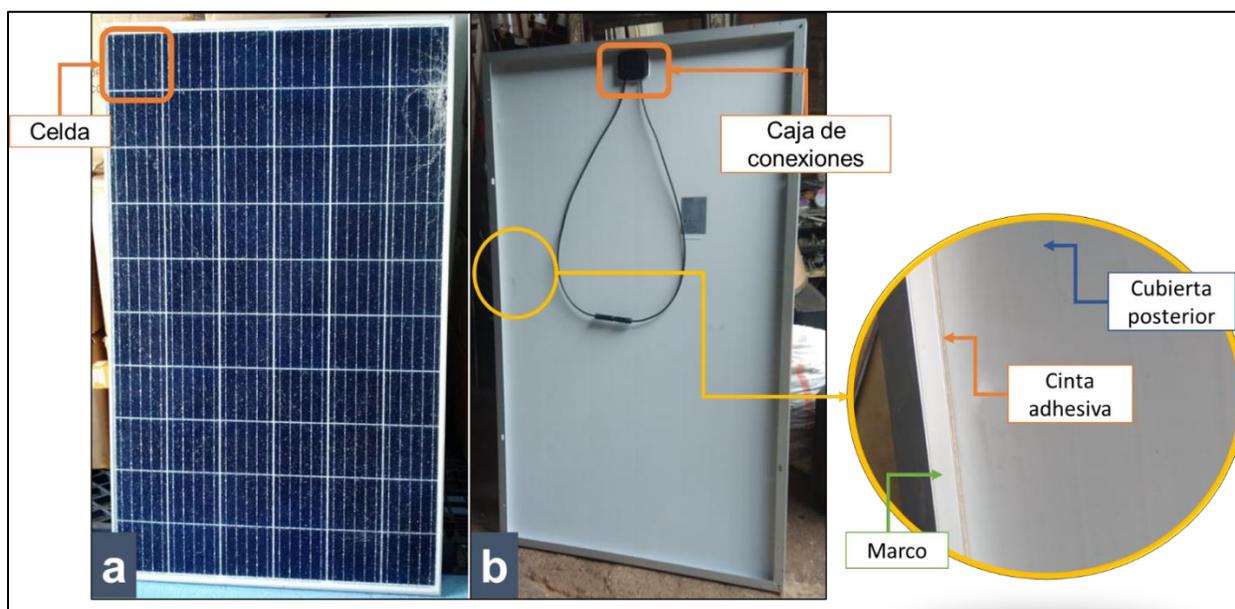
Latunussa et al, "Life Cycle Assessment of an innovative recycling process for crystalline silicon photovoltaic panels," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 156, pp. 101-111, 2016. Disponible en: <https://search.datacite.org/works/10.1016/j.solmat.2016.03.020>. DOI: 10.1016/j.solmat.2016.03.020.

Dentro de los objetivos se establece que la máquina será funcional para paneles solares de 60 y 72 celdas por lo cual se establece un rango de dimensiones. De acuerdo con datos suministrados por [66] se ha encontrado que existe una relación entre la

potencia entregada por el panel y el tamaño que debe tener para suplir esta condición; se encontró que los paneles solares monocristalinos con esta cantidad de celdas trabajan potencias entre 200 y 320 W, por lo cual se estima que las dimensiones aproximadas que tendrán los paneles solares para el caso del ancho será de 992 mm y para el largo oscilará entre 1240 mm y 1950 mm [67]. Estas condiciones se aproximan, de manera significativa a una caracterización completa del tipo de panel que se consideran dentro del estudio propuesto.

### Figura 20.

Panel RSM60-280P a. vista frontal. b. vista posterior



**Nota:** figura 20.a. Parte frontal del panel solar. Figura 20.b. Parte posterior del panel solar

### 3.2. Selección del método

El establecimiento de un paso a paso de cada una de las metodologías permite determinar el nivel de autonomía de las máquinas que posiblemente se puedan diseñar, las secuencias que se deben programar y la cantidad de inspecciones que se pueden realizar a través del proceso de ejecución de la tarea. Cabe destacar que entre un método y otro existen diferencias en la forma de sujeción y el mecanismo de accionamiento determinando la viabilidad de uno u otro de acuerdo con los parámetros establecidos previamente. La asignación de la calificación para cada uno de los métodos propuestos según los criterios expuestos se realiza teniendo en cuenta el concepto de los

diseñadores siguiendo los parámetros definidos en el capítulo 2.1.3. En la tabla 14 se indican las calificaciones y resultados obtenidos luego de aplicar el concepto de sumas ponderadas, dando como resultado que las alternativas de separación por medio de vibraciones y las pinzas desgarradoras son consideradas opciones viables siempre y cuando se realice una revisión de los sistemas para ser seleccionados. El método de cizalladura hidráulica obtuvo la mayor calificación, encontrándose en el rango más alto establecido en la tabla 11, por lo cual se selecciona este método como opción para la separación del marco de aluminio de paneles solares.

**Tabla 14.**

*Resultado sumas ponderadas para la selección del método*

<b>Criterios de Selección</b>	<b>Importancia</b>	<b>Vibración</b>	<b>Cizalladura Hidráulica</b>	<b>Pinzas Desgarradoras</b>
<b>C1</b>	0,175	2	2	1
<b>C2</b>	0,10	2	2	1
<b>C3</b>	0,30	2	3	2
<b>C4</b>	0,25	1	3	2
<b>C5</b>	0,175	3	3	2
<b>Total</b>	1	<b>1,925</b>	<b>2,725</b>	<b>1,725</b>

**Nota:** resultados de la calificación para la selección del método de reciclaje.

### **3.3. Especificaciones del diseño**

El objetivo de la máquina que se quiere diseñar es separar el marco de aluminio del panel. Este marco no tiene que salir intacto ya que para su reciclaje debe ser triturado y fundido, además, el módulo laminado tampoco debe salir intacto ya que como se menciona en la sección 1.6.2. esta parte del panel es triturada y sometida a altas temperaturas para recuperar el vidrio, sin embargo, se puede considerar la reutilización de algunas de las partes del panel si se encuentran en buen estado.

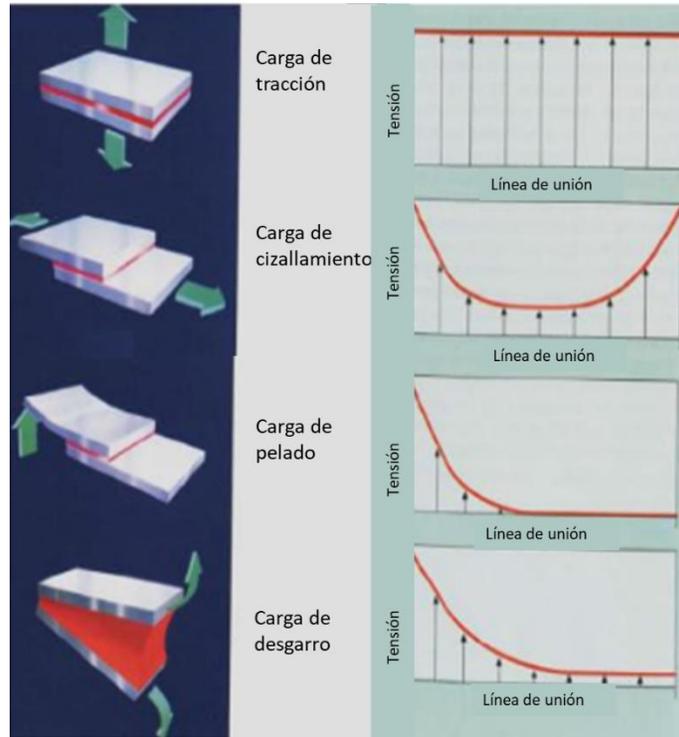
Para tratar la problemática relacionada con la separación del marco del panel, se tuvo en cuenta el sistema de unión con el que contaba el panel solar. De esta manera se establece que la forma de adherir el marco al conjunto de panel se realiza mediante un

adhesivo en forma de cinta. El adhesivo cuenta con la característica de ser doble cara y textura de espuma, con el fin de garantizar mejores prestaciones de adherencia y aislamiento de condiciones ambientales. Se han identificado algunas características que pueden contribuir al desarrollo del diseño. Una de las características hace referencia a las resistencias que presenta la unión adhesiva contra las formas en que puede ser retirada o se ve expuesta; existen 4 formas de separar la unión del panel, bien sea por tracción, cizallamiento, pelado o desgarro de acuerdo con la aplicación que se le vaya a dar a este tipo de uniones.

Las uniones adhesivas se emplean en aplicaciones estructurales, semiestructurales y no estructurales, siendo una de sus principales ventajas permitir la unión entre diferentes tipos de materiales (metales, polímeros o cerámicos). Este tipo de unión como se había mencionado se somete a esfuerzos de compresión, tracción, cortadura o pelado (figura 21) [68].

**Figura 21.**

*Tensiones en uniones adhesivas*



**Nota:** ilustración de las diferentes tensiones que se presentan en un adhesivo. Tomado de: C. Herrera, "Estudio De Fallo En Uniones Adhesivas Con Materiales Compuestos." , Universidad de Sevilla, 2013. [68]

En la tabla 15 se encuentran algunas de las cintas adhesivas empleadas para el ensamble del marco en paneles solares fotovoltaicos. Se encuentran características como lo son la resistencia al pelado, resistencia a la tracción y cizadulladura dinámica, valores con los que se determina la fuerza necesaria aplicada para retirar el marco. La fuerza necesaria se define a partir del método seleccionado el cual será definido en la siguiente sección.

**Tabla 15.***Características cintas adhesivas*

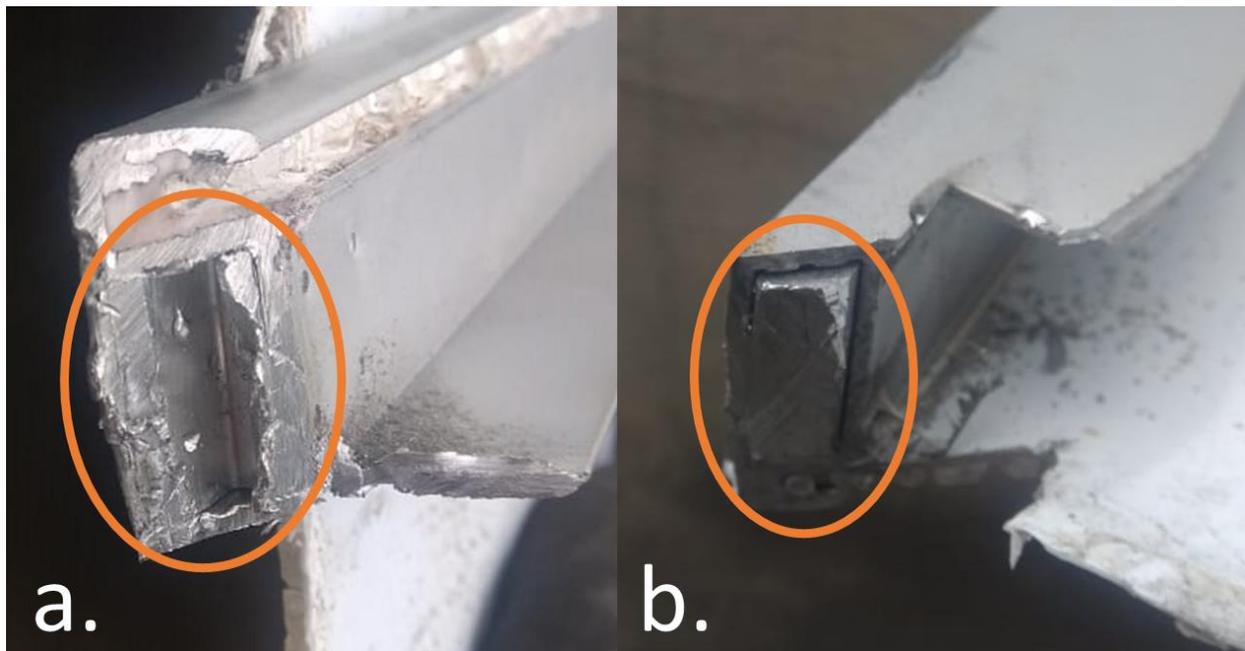
Referencia adhesivo	Resistencia al pelado (N/cm)		Resistencia a la Tracción (MPa)		Resistencia a la Cizalla (MPa)		Referencia
3M VHB W20F	35	Sustrato: Acero	0,95	Sustrato: Aluminio	0,48	Sustrato: Acero	[69]
3M Solar Acrylic Foam Tape 2204	30	Sustrato: Acero	0,65	Sustrato: Aluminio	0,48	Sustrato: Acero	[70]
3M Solar Acrylic Foam Tape 2304	35	Sustrato: Acero	0,52	Sustrato: Aluminio	0,38	Sustrato: Acero	[71]
Tesa 62508	13,5	Sustrato: Aluminio	N/A	-	N/A	-	[72]
Tesa 62510	13,5	Sustrato: Aluminio	N/A	-	N/A	-	[73]
Tesa 62512	13,5	Sustrato: Aluminio	N/A	-	N/A	-	[74]
Scapa 5464	8	-	N/A	-	0,41	Sustrato: Acero	[75]

**Nota:** características de adhesivos empleados para la unión de marco y módulo.

De manera experimental se realizó el desensamble del marco de aluminio encontrando que internamente se aprecia una unión en forma de “L” entre cada una de las secciones del marco, además de identificar que el adhesivo tiene tres superficies de contacto con el módulo (ver figura 11) lo que indica que dos de las superficies deben ser retiradas por la máquina de manera que se pueda vencer la resistencia a la cizalla que estas ofrecen, mientras que la superficie restante será sometida a un esfuerzo de tracción. Con este análisis se incluye una nueva variable al desarrollo del diseño la cual hace referencia a la resistencia ejercida por la unión en “L” que existe entre las partes del marco. Por lo cual se evalúan estas tres variables con el propósito de seleccionar la condición más crítica para ser establecida como la variable de diseño de la máquina. En la figura 22 se aprecia la unión en “L” que permite que el marco de aluminio sea compacto y no pueda desarmarse con facilidad.

**Figura 22.**

*Ensamble entre las secciones del marco de un panel solar*



**Nota:** en la figura 22.a. se muestra la sección hueca del marco donde se inserta la unión tipo “L” entre las secciones de este; en la figura 22.b. se muestra la sección transversal de la unión tipo “L” ensamblada en el marco.

Para la caracterización del aluminio presente en la unión tipo “L” se ha tomado la resistencia a la tensión y el esfuerzo de fluencia del aluminio puro comercial reportados en [76], para determinar la resistencia que debe vencer la máquina para desarmar esta unión. En la tabla 16 se encuentran los datos necesarios para el análisis del material y el establecimiento de la resistencia a contener por parte del diseño que se seleccione.

**Tabla 16.**

*Propiedades mecánicas del aluminio comercial*

<b>Material</b>	<b>Resistencia a la tensión (MPa)</b>	<b>Esfuerzo de fluencia (MPa)</b>	<b>Elongación (%)</b>
Aluminio puro comercial (recocido, 99% Al)	89,63	34,47	45

**Nota:** propiedades mecánicas de aluminio comercial. Tomado de: D. R. Askeland, La Ciencia E Ingeniería De Los Materiales . (Primera ed.) México D.F.: Grupo Editorial Iberoamérica, 1987. p. 236.

Luego de caracterizar la unión tipo “L” se propone un proceso de preparación del panel solar el cual incluye realizar un corte a las esquinas del marco para romper esta unión. Este procedimiento se encuentra detallado en la sección 5.2. en el manual de operación y seguridad industrial.

En la sección 3.1. se determinan las dimensiones estándar para los paneles solares fotovoltaicos monocristalinos de 60 y 72 celdas, a partir de estas dimensiones, se establece que el rango de funcionamiento de la unidad lineal esta entre 1100 mm y 2000 mm para ancho y largo respectivamente. Siempre y cuando los paneles a procesar permanezcan dentro de este rango de medidas, la máquina diseñada podrá procesarlos sin ningún inconveniente.

Durante el desensamble del marco también se identificó que el ángulo de inclinación de la pinza para ingresar entre la unión y el marco debe estar entre 8-10°, garantizando la separación de la unión adhesiva que se encuentra en el marco.

### **3.4. Modo funcional de la máquina**

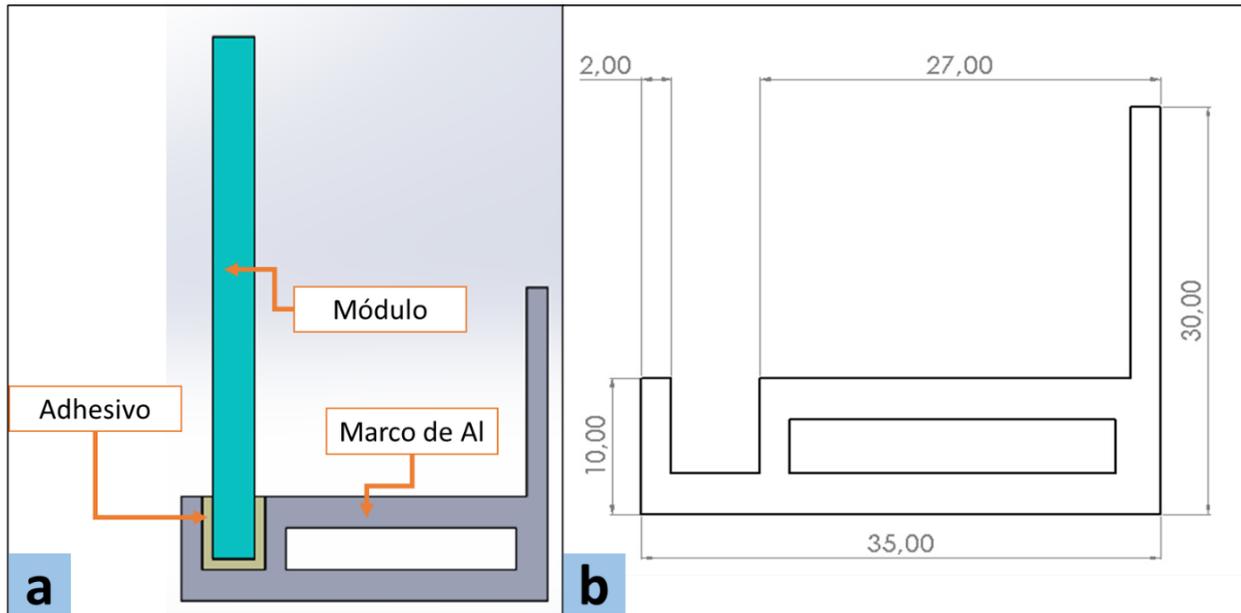
De acuerdo con la selección de la sección 3.2. se establece que el mecanismo principal corresponde a un sistema hidráulico el cual es el encargado de retirar el marco de aluminio de paneles solares. A partir de esto, se requieren 5 sistemas para el funcionamiento de la máquina. Para determinar el diseño del sistema hidráulico y mecánico, es necesario plantear inicialmente el diseño de la pinza para identificar su geometría y peso, datos que son importantes para proyectar los sistemas que se derivan de esta.

#### **3.4.1. Pinza**

La pinza es el elemento que permite la sujeción del marco para su retiro, por lo cual, su diseño debe tener varias consideraciones como el mecanismo que se va a emplear y la geometría de este en función de las dimensiones del perfil del marco. En la figura 23 se muestra el perfil del marco, logrando identificar el adhesivo entre el marco y el módulo. Se destaca que la distancia entre estas dos partes no es simétrica en ambos lados, debido a que en uno de los extremos se tiene una aleta que sobresale del marco. Por lo cual se establece que la pinza no es simétrica y que una de las mordazas debe ser más larga que la otra.

**Figura 23.**

*Perfil del marco del panel solar*

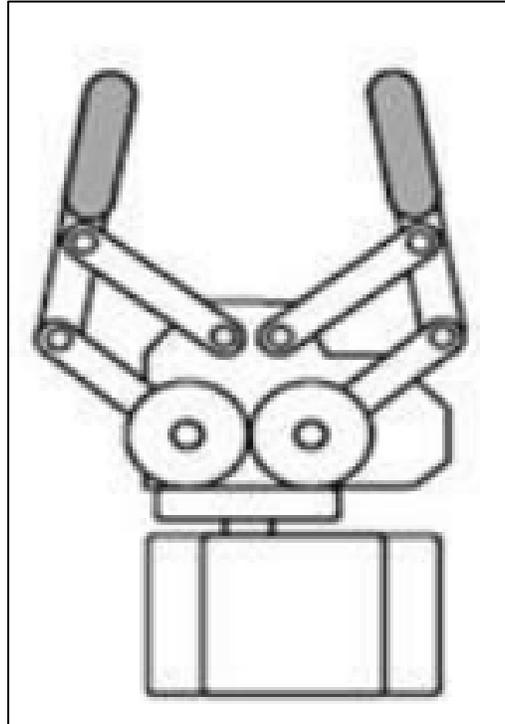


**Nota:** realizado en el software Solid Edge [63]. La figura 23.a. muestra cómo se encuentra unido el marco al módulo. La figura 23.b. muestra el perfil del marco con unidades en mm.

Para el mecanismo de la pinza se propone un sistema de 4 barras empleado en los *gripper*, conducido por engranajes como se muestra en la figura 24, sin embargo, el diseño del mecanismo de 4 barras debe ser acondicionado para las circunstancias establecidas anteriormente. La pinza se diseña con dos mordazas ya que con estas es suficiente para sujetar el marco y por la misma geometría de este último se hace difícil implementar una pinza con más mordazas. También se debe establecer una relación de transmisión del piñón-engranaje para asegurar que ambos lados de la pinza lleguen al mismo tiempo al módulo. Otra de las consideraciones para tener en cuenta es que el ángulo de ataque entre la pinza y el módulo es de  $8^\circ$ , definido experimentalmente.

**Figura 24.**

*Mecanismo de 4 barras para un gripper conducido por engranajes*



**Nota:** ilustración de un gripper. Tomado de: A. Suarez, "Diseño E Implementación De Una Pinza Automatizada Para La Apertura De Recipientes Contenedores En La Celda has 200." , Universidad Distrital Francisco José de Caldas, 2016. [77]

**3.4.2. Sistema hidráulico**

Para este sistema se tienen dos opciones, hidráulico y neumático, y su selección se basa en las características y condiciones de operación que presenta cada uno de estos de acuerdo con las necesidades de funcionamiento en esta máquina. El primer criterio evaluado es el fluido empleado, siendo el aceite incompresible lo cual permite que se mantenga una fuerza constante sin necesidad de suministro permanente de una bomba

como si es el caso de utilizar aire como fluido. Se destaca la precisión que produce la implementación de un sistema hidráulico, requerido para el posicionamiento de la pinza, además de que este sistema es preferido a la hora de aplicar fuerzas considerables a velocidades bajas como es el caso de este diseño. La instalación de un sistema hidráulico es más compacta que para uno neumático, presentando la ventaja de que los componentes requeridos como bombas y motores pueden ser ubicados a mayores distancias sin presentar pérdidas de potencia considerables. Finalmente se evalúa el costo de la implementación de estos sistemas; si bien es sabido que el costo de adquisición de un sistema neumático es menor, a largo plazo resulta más rentable un sistema hidráulico ya que su costo de operación es menor. Por estos motivos se opta por emplear un sistema hidráulico como medio para generar la fuerza que se requiere para separar el marco de aluminio del módulo.

Para el sistema hidráulico se tiene un cilindro hidráulico que va acoplado en el vástago a la pinza y en el otro extremo a una unidad lineal. La secuencia que sigue es el avance del cilindro hasta posicionar la pinza cerca al marco; luego de que la pinza cierre, el cilindro se desplaza a lo largo del marco para penetrar el adhesivo y finalmente el cilindro retrocede retirando el marco.

Para realizar los cálculos de los requerimientos del cilindro es necesario determinar la fuerza de cizalla que se debe ejercer sobre el marco para ser retirado. Como criterios de diseño se determina a consideración de los autores la longitud del vástago y la velocidad con la que este avanza y retrocede. Una vez determinados las dimensiones del cilindro, se procede a seleccionar una unidad hidráulica que cumpla con las especificaciones.

### **3.4.3. Unidad lineal**

La unidad lineal se emplea para realizar el desplazamiento horizontal de la pinza a lo largo de la sección del marco que se va a retirar. Para este caso, se procede con la búsqueda y selección tanto de la unidad lineal como del motor que va a impulsar el movimiento. Como dato de selección, se tiene que la unidad debe soportar la carga que ejerce tanto la pinza como el cilindro hidráulico.

#### **3.4.4. Sistema de sujeción**

Dentro del sistema de sujeción se considera un sistema de vacío y el soporte que este requiere. Se calcula el número de ventosas necesarias que soporten el peso del panel solar y la fuerza que realiza el cilindro hidráulico para retirar el marco. Una vez determinado esto, se procede con la selección por catálogo de las ventosas y los racores para realizar las conexiones neumáticas. Posteriormente se seleccionan los generadores de vacío según las especificaciones de las ventosas, así como el compresor que genere el flujo de aire a través del sistema.

Para este sistema también se considera el diseño de un mecanismo de rotación y otro de posicionamiento del sistema de vacío en la superficie del panel solar. Se propone un sistema piñón-engranaje para la rotación y un eje roscado que permita el avance del sistema de vacío manualmente. Finalmente, se requiere el diseño de una estructura que soporte todo el sistema de sujeción.

#### **3.4.5. Sistema de control**

Inicialmente se plantea un sistema de control que permita al usuario u operario la manipulación de la máquina durante los ciclos de trabajo, por ello se propone un circuito electrohidráulico y electroneumático que considere todas las secuencias necesarias para llevar a cabo la operación de la máquina.

## 4. DISEÑO DETALLADO

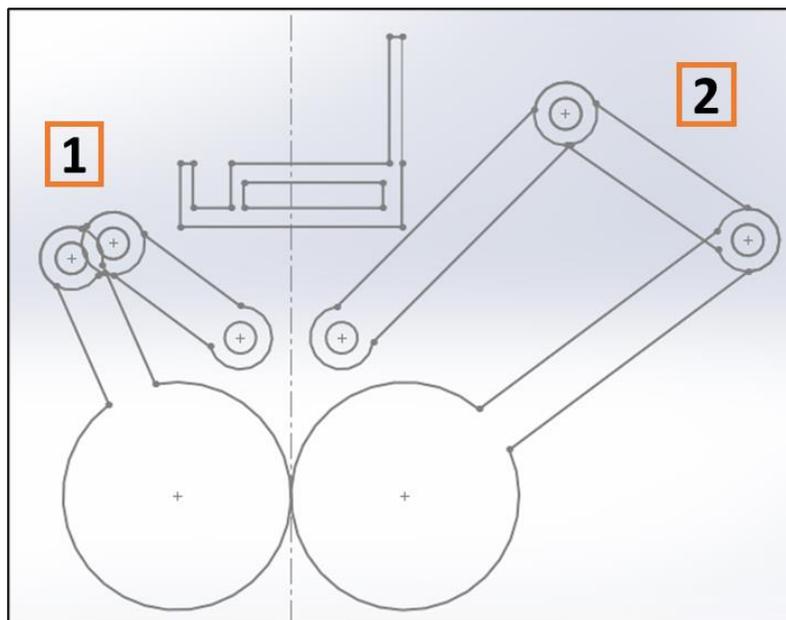
En este capítulo se desarrolla la fase 4 esquematizada en la figura 14 (Diseño de detalle) de la máquina propuesta, en donde se busca definir la geometría de cada una de las partes y posteriormente la selección de materiales. A lo largo de este capítulo se determina con detalle cada una de las partes pertenecientes a los sistemas definidos en el capítulo anterior, incluyendo los elementos de unión, rodamientos, perfiles, entre otros.

### 4.1. Diseño de la pinza

Teniendo en cuenta las consideraciones geométricas mencionadas anteriormente, se hace la propuesta mostrada en la figura 25 para el mecanismo de 4 barras, en donde se establece que el punto de contacto de los dos engranajes se ubica en el centro geométrico del perfil del marco. Las posiciones y longitudes de los eslabones fueron determinados según las especificaciones geométricas del marco. La pinza está formada por dos mordazas asimétricas.

**Figura 25.**

*Configuración del mecanismo de 4 barras para la pinza*



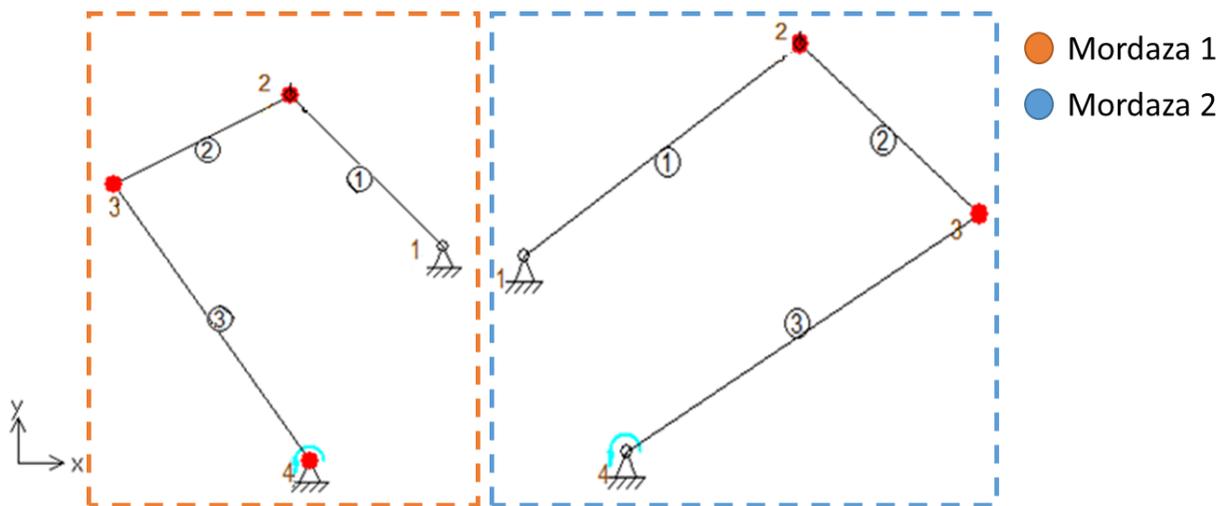
**Nota:** esquema mecanismo de 4 barras. realizado en el software Solid Edge [63].

#### 4.1.1. Mecanismo de 4 barras

El paso por seguir es determinar la geometría de los eslabones que van a tener contacto con el marco. En la figura 25 se hace esquema de la ubicación del marco con respecto a la pinza, por lo cual las dimensiones van sujetas a la configuración establecida, sin embargo, debido a que en uno de los extremos del marco se presenta una aleta, no es posible diseñar un gripper simétrico por lo cual se diseñan dos mecanismos de 4 barras que cumplan con estas especificaciones. Es importante tener en cuenta que el punto de contacto entre la pinza y el marco debe tener un ángulo de inclinación de  $8^\circ$  y que debe estar tanto en la parte frontal como en los laterales ya que el mecanismo será desplazado horizontalmente para penetrar el adhesivo a lo largo de la superficie de contacto de este con el módulo.

**Figura 26.**

*Esquema mecanismo de 4 barras para la pinza*



**Nota:** numeración nodos y eslabones de los mecanismos de 4 barras realizado en el software SAM 6.0 . [78]

En la figura 26 se muestra un esquema de los mecanismos de 4 barras en donde se identifican 6 eslabones, tres eslabones para cada una de las mordazas, ubicando los engranajes conductor y conducido en el nodo 4 de cada una de estas. Se establece que en el nodo 2 se ubica el eslabón que penetra la cinta adhesiva (ver figura 28). Por su parte el nodo 1 corresponde a un eslabón fijo cuya función es dar movimiento de giro a

los mecanismos. Las dimensiones de los eslabones se establecen de acuerdo con la geometría del marco como se indicó anteriormente, estas dimensiones se muestran en la tabla 17.

**Tabla 17.**

*Dimensiones de los eslabones del mecanismo de 4 barras*

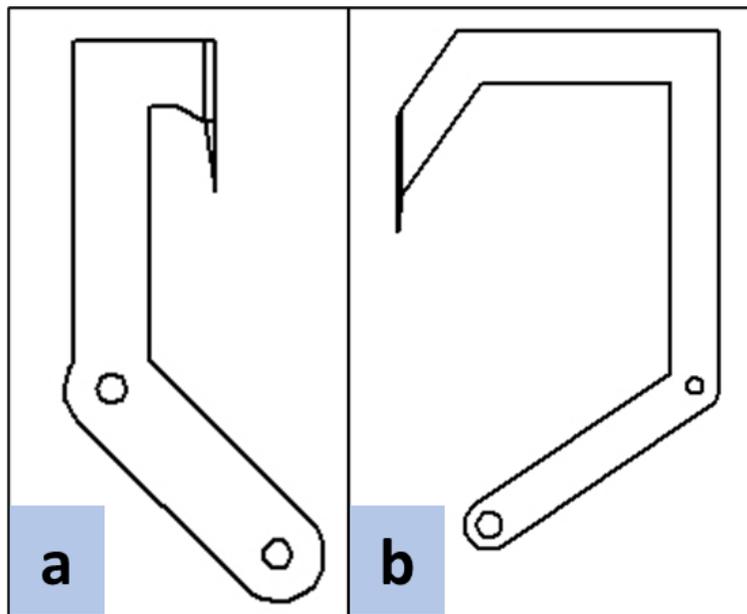
<b>Eslabón</b>	<b>Longitud (mm)</b>
1	39,4
2	23
3	25
4	62
5	35
6	50

**Nota:** dimensiones de los eslabones de los mecanismos de 4 barras.

Para el diseño de las garras de las mordazas se tiene en cuenta de nuevo la geometría del marco, la garra de la mordaza de la derecha, que de acuerdo con la figura 26 es la mordaza 2 debe ser más grande que la de la izquierda (mordaza 1) debido a la aleta que sobresale del marco en esta parte. La garra de las dos mordazas se plantea como un solo eslabón rígido unido a los eslabones 3 y 6 (ver tabla 17). Cada una de las garras tiene una cuchilla removible la cual es la encargada de penetrar el adhesivo. En la figura 27 se muestra el perfil de las garras de las mordazas. Debido a la longitud de la mordaza, se establece que para cada una de estas se tendrá un mecanismo de 4 barras en cada extremo. Para asegurar que las dos mordazas van a llegar al mismo tiempo al punto de contacto, se considera que la mordaza 1 debe girar  $5,49^\circ$  y la mordaza 2 debe girar  $23,23^\circ$ .

**Figura 27.**

*Perfil de las garras de la pinza*



**Nota:** realizado en el software Solid Edge [63]. La figura 27.a muestra el perfil de la garra 1 y la figura 27.b muestra el perfil de la garra 2.

En cuanto a los materiales de la cuchilla y los eslabones acoplados a estas, se evalúan diferentes tipos de aluminio endurecido empleados en la industria aeroespacial (ver tabla 18). Se selecciona el aluminio 7075-T6 por tener la mayor dureza HB, además de ser el único tipo de aluminio de los evaluados que se encontró proveedor en el país. Para los demás eslabones se emplea aluminio 1060-H12.

**Tabla 18.***Comparación aluminio para las cuchillas de la pinza*

Tipo de Aluminio	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Dureza (HB)	Resistencia a la rotura (MPa)	Modulo Elástico (GPa)	Precio (US/Kg)	Referencia
<b>2024-T3</b>	2,77	120	220	75	3,5	[79], [80]
<b>7075-T6</b>	2,8	140	530	72	4,6	[81], [82]
<b>6061-T4</b>	2,7	65	235	68,9	4,6	[83], [84]
<b>6063-T5</b>	2,7	60	215	69,5	4,6	[84], [85]
<b>1060-H12</b>	2,9	23	107,9	68,9	1	[86], [87]

**Nota:** propiedades mecánicas de diferentes tipos de aluminio.

Una vez definidas las dimensiones y materiales, se realiza el análisis cinético y cinemático para determinar la fuerza, torque y potencia producidos en los eslabones de los mecanismos. Para este análisis se emplea el software Sam de Artas 6.0 [78], en donde se ingresan datos de dimensiones, peso, momento polar de inercia y el movimiento de entrada (velocidad angular) para determinar el torque requerido y las fuerzas producidas en cada nodo.

Los datos suministrados para el análisis corresponden a los requerimientos de las mordazas para ejecutar el movimiento de apertura y cierre de la pinza, cabe destacar que en el análisis secuencial de los movimientos que va a tener la máquina se identifican dos instantes, el primero de ellos hace referencia al proceso mencionado y el segundo se relaciona con el desprendimiento del marco de aluminio por medio de la acción de un cilindro hidráulico. De esta forma es posible inferir que un motor suministrará la potencia necesaria para vencer la inercia de los componentes de las mordazas permitiendo la apertura y cierre, sin embargo, para el análisis cinemático no se tiene en cuenta la carga que ejerce el cilindro hidráulico ya que estas acciones corresponden a instantes diferentes y no están relacionados entre sí. Esta decisión es soportada con un análisis de elementos finitos realizado a la pinza, en donde se aplica dicha carga, evidenciando que el esfuerzo crítico se presenta en la parte superior de las garras y que la transmisión de los esfuerzos es baja en los eslabones inferiores (ver figura 29.d. y 29.e). Los resultados obtenidos en el análisis cinemático se emplean para determinar los requerimientos del motor que da el movimiento a la pinza.

Luego de realizar el análisis, se establece la potencia y torque requeridos en los nodos donde se tiene el movimiento de entrada, que para la mordaza 1 y 2 es el nodo 4 de la figura 28, y la fuerza producida por cada uno de los eslabones. En la tabla 19 se indican estos valores para cada una de las mordazas.

**Tabla 19.**

*Resultados del análisis cinemático de los mecanismos de 4 barras*

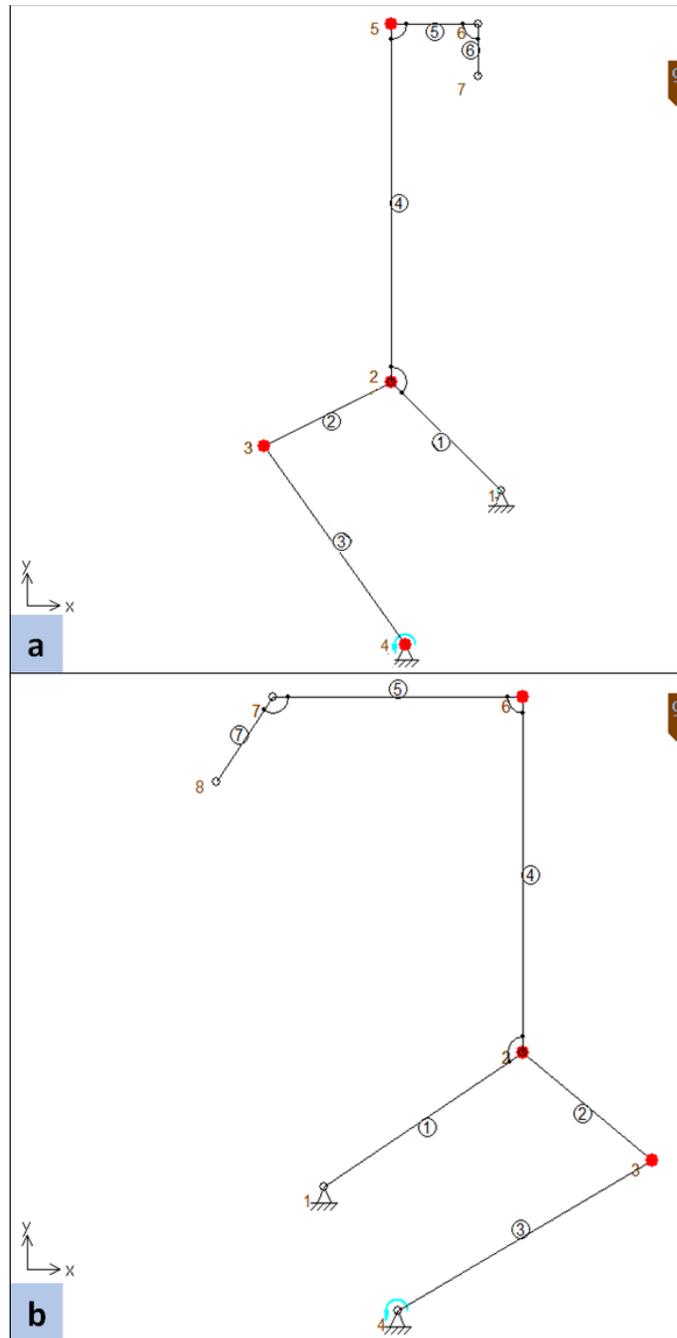
Nodo	Mordaza 1			Mordaza 2		
	Fuerza (N)	Potencia (W)	Torque (Nm)	Fuerza (N)	Potencia (W)	Torque (Nm)
1	2,9650	-	-	9,8208	-	-
2	0,5003	-	0,01694	0,1645	-	0,2926
3	0,1169	0,1177	0,01837	0,3008	0,1906	0,4236
4	3,1487	-	-	3,6364	-	-

**Nota:** la numeración de los nodos se esquematiza en la figura 28. La potencia y torque corresponden al nodo con el movimiento de entrada.

Para el análisis cinemático de los mecanismos de 4 barras se emplea el software Sam de Artas 6.0 [78], en donde se ingresan datos de dimensiones, peso, momento polar de inercia y el movimiento de entrada (velocidad angular) para determinar el torque requerido y las fuerzas producidas en cada nodo. Luego de realizar el análisis, se establece la potencia y torque requeridos en los nodos donde se tiene el movimiento de entrada, que para la mordaza 1 es el nodo 1 de la figura 28.a y para la mordaza 2 es el nodo 4 de la figura 28.b, y la fuerza producida por cada uno de los eslabones. En la tabla 19 se indican estos valores para cada una de las mordazas.

## Figura 28.

### Análisis cinemático de las mordazas



**Nota:** realizado en el software SAM 6.0 . [78].

Figura 28.a, mecanismo de 4 barras para la mordaza 1. Figura 28.b, mecanismo de 4 barras para la mordaza 2.

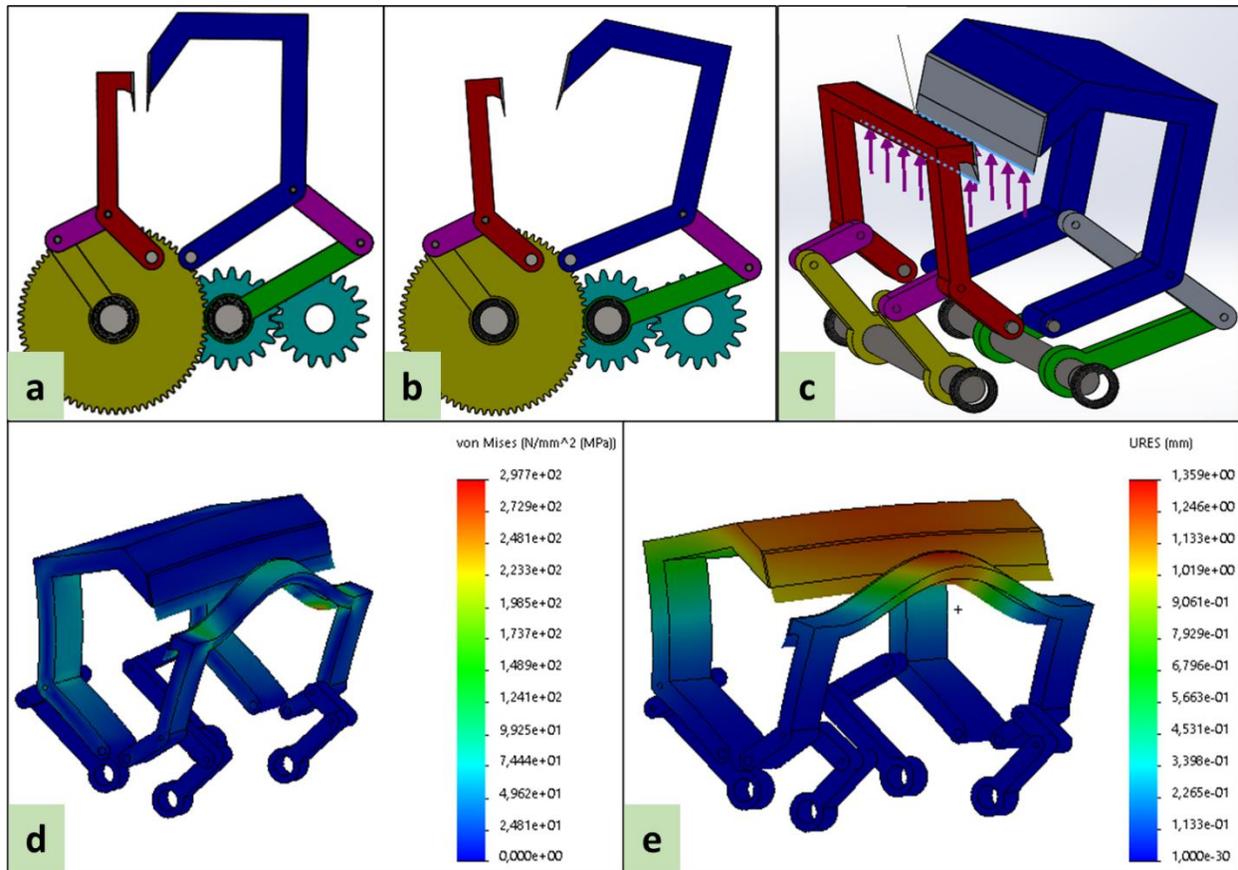
Es posible apreciar mediante la figura 29.a y la figura 29.b como se vería el posicionamiento tanto final como inicial de la pinza que arrancará el marco de aluminio, permitiendo establecer la dirección en la que los eslabones soportarán la carga ejercida por el movimiento del cilindro hidráulico. Es importante destacar que la mayor parte del esfuerzo será soportado por los eslabones grandes denominados mordazas y que por ende la situación más crítica se presenta cuando el valor de la reacción ante la fuerza suministrada por el cilindro hidráulico es máximo. Partiendo de las condiciones de análisis se ha propuesto una simulación que permita determinar el valor real de los esfuerzos soportados por cada uno de los eslabones de la pinza.

En concordancia con la situación planteada se observa en la figura 29.c el esquema que permite describir de manera detallada la posición y el ángulo en que se dispondrá la fuerza para ejecutar el análisis. Estas condiciones de análisis se validan teniendo en cuenta que la fuerza estimada es la reacción a una carga ejercida en sentido negativo del eje de las “y”, ejercida sobre la superficie de penetración que posee la pinza en sus mordazas.

Se realiza la simulación en Solid Edge aplicando la carga que debe ejercer la pinza para retirar el marco con el fin de ver la reacción de los eslabones ante esta acción. En la figura 29 se muestran los resultados obtenidos luego de aplicar la carga requerida para retirar el marco del panel solar. En la figura 29.d se muestran los esfuerzos generados sobre los eslabones, identificando que los valores máximos se presentan en las cuchillas y el eslabón que la contiene, sin embargo, no supera el valor de la resistencia a la fluencia ni resistencia última del material de estas piezas (ver tabla 18), obteniendo un factor de seguridad de 1,91. Para los demás eslabones se registran esfuerzos bajos, del orden de 25 MPa, estando igualmente por debajo del esfuerzo último del aluminio empleado para estos, obteniendo un factor de seguridad de 2,7. En cuanto a la figura 29.e como se espera, se presenta un desplazamiento no significativo (1,4 mm aproximadamente) considerando la carga que se aplica sobre este mecanismo.

**Figura 29.**

*Disposición final y simulación de cargas sobre la pinza*



**Nota:** realizado en el software Solid Edge. Figura 29.a. Pinza cerrada. Figura 29.b. Pinza abierta. Figura 29.c. Carga aplicada para el análisis por elementos finitos. Figura 29.d. Análisis de esfuerzos sobre los eslabones de la pinza. Figura 29.e. Desplazamientos generados por la carga aplicada en la pinza.

#### **4.1.2. Engranajes de transmisión**

Una vez definida la geometría de los eslabones, se procede a determinar la relación de transmisión de los engranajes que proporcionan el movimiento de la pinza. De acuerdo con la geometría se determina que la mordaza 1 debe rotar  $23,23^\circ$  y la mordaza 2 debe rotar  $5,49^\circ$ . Estos ángulos son definidos por medio de un análisis realizado en el software Solid Edge mediante el cual se establece una posición inicial y final correspondientes a la apertura y cierre de la pinza (ver figura 29.a y 29.b), garantizando

que el movimiento de la pinza se pueda realizar sin ninguna interrupción y teniendo en cuenta la limitación derivada de las características del marco de aluminio, además de que cada movimiento se realiza en 1 segundo. A partir de esto, se establece una velocidad angular ( $w$ ) para los nodos 1 y 5 de 0,096 rad/s y 0,41 rad/s respectivamente, con una relación de transmisión ( $i$ ) de 4,23.

**Ecuación 5**

$$w_1 = \left(\frac{5,49^\circ}{1\text{ s}}\right) \left(\frac{\pi\text{ rad}}{180^\circ}\right) = 0,096 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

**Ecuación 6**

$$w_5 = \left(\frac{23,23^\circ}{1\text{ s}}\right) \left(\frac{\pi\text{ rad}}{180^\circ}\right) = 0,41 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

**Ecuación 7**

$$i = \frac{w_5}{w_1} = \frac{0,41 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{0,096 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 4,23$$

Para la selección de los engranajes se proponen distancias entre centros y a partir de la relación de transmisión, se define una relación del número de dientes entre el piñón y el engrane y se selecciona una pareja de acuerdo con los módulos preferidos [88]. En la tabla 20 se muestran las opciones obtenidas, destacando dos opciones: un par de 18 y 76 dientes con módulo de 1 y un par de 20 y 84 dientes con módulo de 1,25. Luego de evaluar las dos alternativas, se concluye que la mejor opción es la del par 18-76 ya que el número mínimo de dientes en engranajes rectos para que no se presente interferencia es de 18 [88], permitiendo con este par la relación con menor distancia entre centros. Como los valores obtenidos en la tabla 20 no son exactos, es necesario recalcular la distancia entre centros que se encuentra en la tabla 21 junto con las dimensiones del par de engranajes seleccionado de acuerdo con la norma AGMA [88] y en la figura 30 se muestra el esquema de este par de engranes.

**Ecuación 8.**

$$i = \frac{w_5}{w_1} = \frac{N_5}{N_1}$$

**Ecuación 9.**

$$i * N_1 = N_5$$

**Ecuación 10.**

$$c = \frac{m}{2} (N_1 + N_5)$$

**Ecuación 11.**

$$m = \frac{2c}{(N_1 + N_5)}$$

Donde:

i = relación de transmisión

w = velocidad angular

N = número de dientes

c = distancia entre centros

m = módulo

**Tabla 20.**

*Alternativas para el par de engranajes de la pinza*

N <sub>5</sub>	N <sub>1</sub>	Módulo						
		36	40	45	50	55	60	65
18	75,6	0,769	0,855	0,962	1,068	1,175	1,282	1,389
19	79,8	0,729	0,810	0,911	1,012	1,113	1,215	1,316
20	84	0,692	0,769	0,865	0,962	1,058	1,154	1,250
21	88,2	0,659	0,733	0,824	0,916	1,007	1,099	1,190

**Nota:** selección de módulos preferidos.

**Tabla 21.**

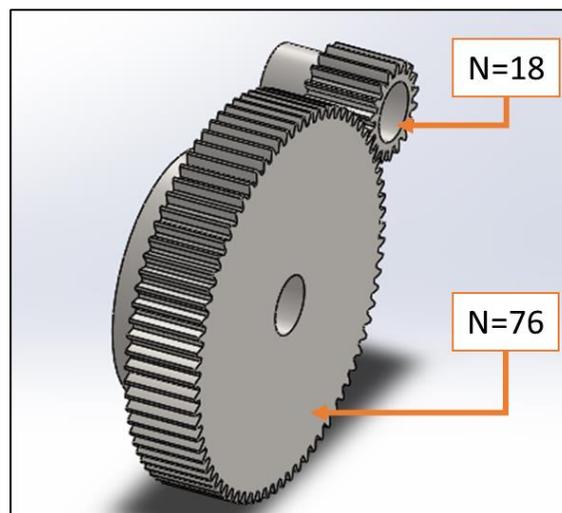
*Dimensiones engranajes rectos*

		<b>Piñón</b>	<b>Engrane</b>
<b>Módulo (mm)</b>	m		1
<b>Ángulo de presión (°)</b>	$\Theta$		20
<b>Distancia entre centros (mm)</b>	C		47
<b>Número de dientes</b>	N	18	76
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	$d_p$	18	76
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	$d_e$	20	78
<b>Diámetro interior (mm)</b>	$d_i$	15,67	73,67
<b>Altura del diente (mm)</b>	h	2,167	2,167
<b>Ancho de cara (mm)</b>	F	10	10
<b>Addendum (mm)</b>	a	1	1
<b>Dedendum (mm)</b>	b	1,17	1,17

**Nota:** las ecuaciones de diseño de los engranajes rectos fueron tomadas del libro R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008. p 677.

**Figura 30.**

*Esquema del par de engranajes 18-76*



**Nota:** realizado en el software Solid Edge

Posterior a la selección de los engranajes conductor y conducido que generan el movimiento de la pinza, se procede con la selección del motor que va a impulsar el movimiento de esta. Como se establece en la ecuación 6 una velocidad angular de 0,41 rad/s equivalente a 3,91 rpm, sin embargo, en la búsqueda de un motor no se encontró uno que proporcione dicha velocidad, por lo cual se requiere de un sistema de reducción.

**Tabla 22.**

*Características motorreductor S330024*

Tensión de trabajo	12 V
Corriente sin carga	20 mA
Velocidad nominal	4 rpm
Torque con carga	0,98 Nm
Potencia	0,4 W

**Nota:** características del motorreductor.

Tomado de: Motor DC Reductor 12 V 5,5 rpm

S330024. Disponible en:

<http://www.superrobotica.com/S330024.htm>.

Se selecciona un motorreductor de la referencia S330024 [89] con las características especificadas en la tabla 22. Como se desea que el mecanismo tenga una velocidad de 3,91 rpm, se considera una relación de transmisión de 1,023 entre el motor y el eje, por lo que se requiere que la reducción proporcione esta condición. Partiendo de que el número mínimo de dientes para engranajes rectos es de 18 dientes [88], se establece el par de engranajes rectos para la reducción que se especifica en la tabla 23 y en la figura 31 se muestra el perfil de estos.

**Ecuación 12.**

$$i = \frac{w_{motor}}{w_{engranje\ helicoidal}} = \frac{4\ rpm}{3,91\ rpm} = 1,023$$

**Ecuación 13.**

$$N_{engrane} = i * N_{piñón} = 1,023 * 18\ dientes = 18,41 \cong 19\ dientes$$

**Tabla 23.**

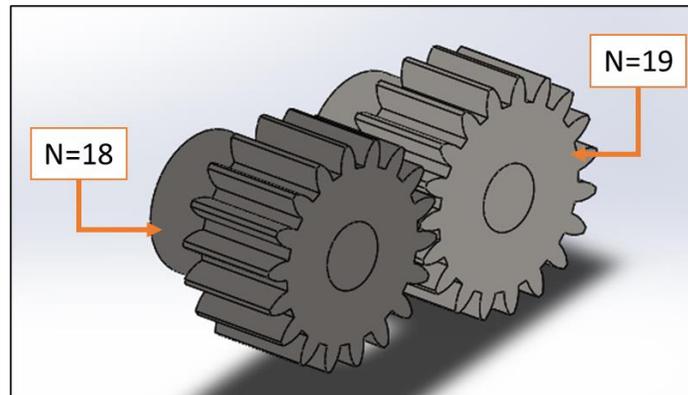
*Dimensiones de los engranajes rectos para la reducción*

	<b>Piñón</b>	<b>Engrane</b>
<b>Número de dientes</b>	18	19
<b>Ángulo de Presión (°)</b>	20	20
<b>Módulo (mm)</b>	1	1
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	18	19
<b>Addendum (mm)</b>	1	1
<b>Dedendum (mm)</b>	1,17	1,167
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	20	21
<b>Diámetro interior (mm)</b>	15,67	16,67
<b>Altura del diente (mm)</b>	2,17	2,17
<b>Paso diametral (mm)</b>	3,142	3,142
<b>Ancho de cara (mm)</b>	10	10

**Nota:** las ecuaciones de diseño de los engranajes rectos fueron tomadas del libro R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley*. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008. p 676.

**Figura 31.**

*Esquema del par de engranajes 18-19*



**Nota:** esquema par de engranajes. Realizado en el software Solid Edge

Para los dos pares de engranajes se dispone que serán fabricados en acero 1045 ya que por catálogo es el material más común para su fabricación. En la tabla 24 se indican las propiedades mecánicas de este material.

**Tabla 24.**

*Propiedades mecánicas acero 1045 [90]*

Resistencia a la tracción	570 MPa
Límite de fluencia	310 MPa
Módulo de elasticidad	205 GPa
Dureza (HB)	163

**Nota:** se describen las propiedades mecánicas del acero. Tomado de: Acero 1045. Disponible en: <https://www.ferrocortes.com.co/acero-sae-1045/>.

Con la geometría determinada de los engranajes, se calculan las fuerzas ejercidas por cada uno de los engranajes rectos empleados. Estas fuerzas se calculan de acuerdo con

lo establecido por la norma AGMA [88] y los valores obtenidos para la fuerza radial ( $F_r$ ), la fuerza tangencial ( $F_t$ ) y la resultante ( $F$ ) se muestran en la tabla 25.

**Tabla 25.**

*Cargas ejercidas por los engranajes*

	<b>Engranajes rectos con <math>i=4,2</math></b>	<b>Engranajes rectos con <math>i=1,023</math></b>
<b>Fuerza (N)</b>	6,21	53,35
<b>Fuerza radial (N)</b>	2,12	18,25
<b>Fuerza tangencial (N)</b>	5,84	50,13

**Nota:** las ecuaciones para determinar las cargas ejercidas por engranajes rectos fueron tomadas del libro R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008.

Se realiza el análisis de los esfuerzos de fatiga por flexión y fatiga superficial en los dientes de los engranajes siguiendo el cálculo propuesto por la AGMA en donde se consideran unos factores de acuerdo con la geometría del par de engranajes para determinar el factor de seguridad. El primer par evaluado corresponde al de 18-76 dientes, encontrando en la tabla 26 los resultados obtenidos. De este análisis se identifica que, tanto para flexión como superficial, los esfuerzos que soportan los engranajes están por debajo del límite permitido, encontrando factores de seguridad de 496 y 34,23 respectivamente.

**Tabla 26.**

*Resultados análisis de esfuerzos sobre el par de engranajes para la pinza*

		<b>18-76</b>	<b>18-19</b>
Esfuerzo a flexión	$\sigma_b$	0,343 MPa	6,414 MPa
Resistencia a la fatiga por flexión	$S_{fb}$	170 MPa	
Factor de seguridad a flexión	$FS_b$	496	26,51
Esfuerzo superficial	$\sigma_c$	100,85 MPa	224,59 MPa
Resistencia a la fatiga superficial	$S_{fc}$	590 MPa	
Factor de seguridad superficial	$FS_c$	34,23	6,9

**Nota:** las ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos sobre los dientes de engranajes rectos fueron tomadas del libro R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011

Este mismo análisis se realiza para el par de engranajes 18-19, encontrando de igual manera que los esfuerzos generados sobre los dientes están por debajo del permitido. Según los resultados reportados en la tabla 26, para este caso se obtiene un factor de seguridad de 26,51 y 6,9 para flexión y superficial respectivamente.

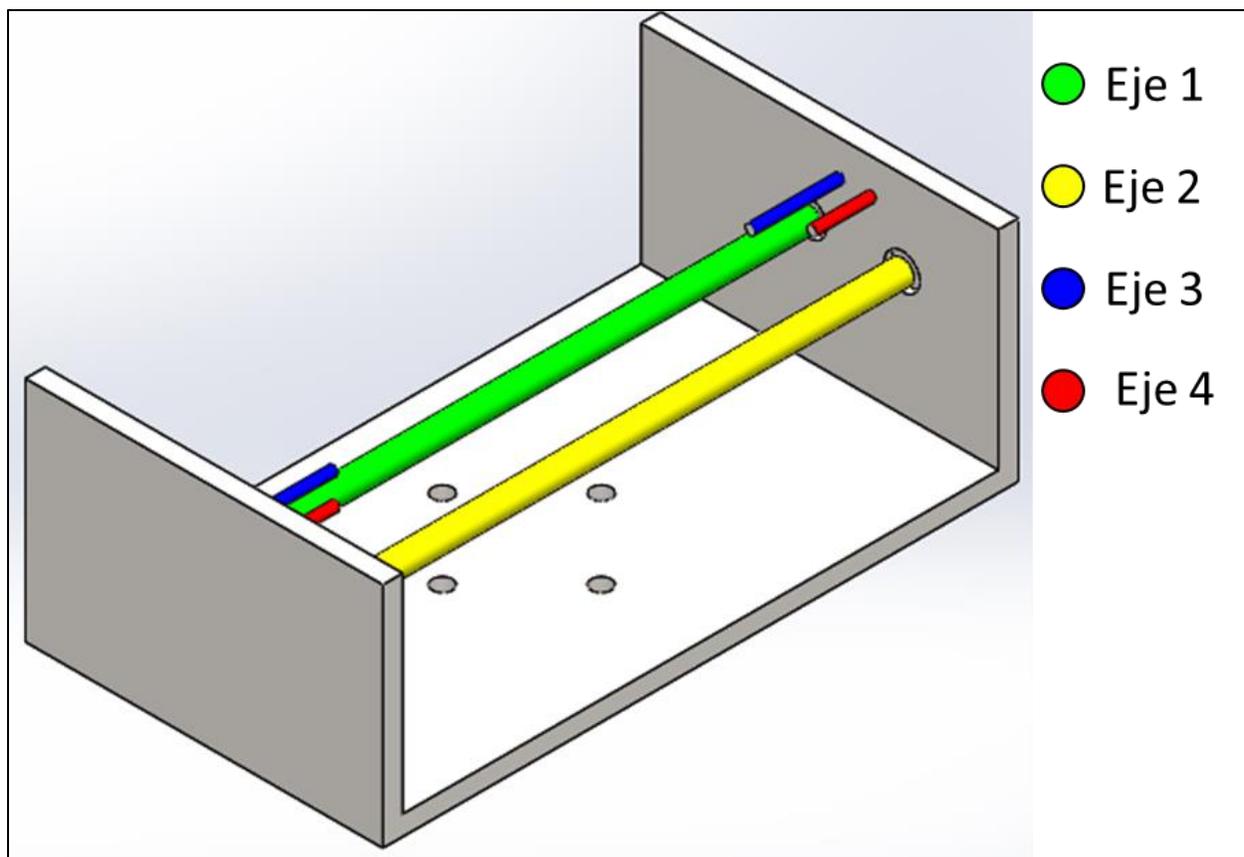
Estos factores de seguridad tan altos se deben a que estos engranajes no están soportando cargas elevadas, por lo cual, están sobredimensionados, sin embargo, no es posible disminuir su tamaño ya que como se menciona al inicio de esta sección, se presentaría interferencia.

#### **4.1.3. Ejes**

Para el mecanismo propuesto se requiere de 6 ejes, que se muestran en la figura 32. Para el diseño de los ejes 1 y 2 se establece una longitud de 310 mm con apoyos pinados en ambos extremos. El eje 3 tiene una longitud de 50 mm y tiene un apoyo empotrado en uno de sus extremos y el otro es libre. El eje 4 tiene una longitud de 35 mm y tiene las mismas restricciones que el eje 3. El material empleado para los ejes es acero al cromo molibdeno de la referencia AISI 4140.

**Figura 32.**

*Ejes requeridos*



**Nota:** esquema posición de los ejes. Realizado en el software Solid Edge [63].

Los ejes 1 y 2 fueron diseñados proponiendo inicialmente un diámetro por medio de un análisis por cargas estáticas y posteriormente corregido empleando el criterio de cortante máximo y energía de la distorsión [91], obteniendo los datos de la tabla 27. Se selecciona un diámetro de 9 mm y 7 mm para los ejes 1 y 2 respectivamente. A partir de esto, se plantean los diagramas de cuerpo libre para cada uno de los ejes, verificando el momento flector, la fuerza cortante, la deflexión y el ángulo de torsión en los planos xy y xz.

**Tabla 27.**

*Diámetros calculados para los ejes 1 y 2*

	<b>Eje 1</b>	<b>Eje 2</b>
Diámetro por cargas estáticas (mm)	5,24	6,44
Diámetro por cortante máximo (mm)	8,43	6,14
Diámetro por energía de la distorsión (mm)	9,65	7,03

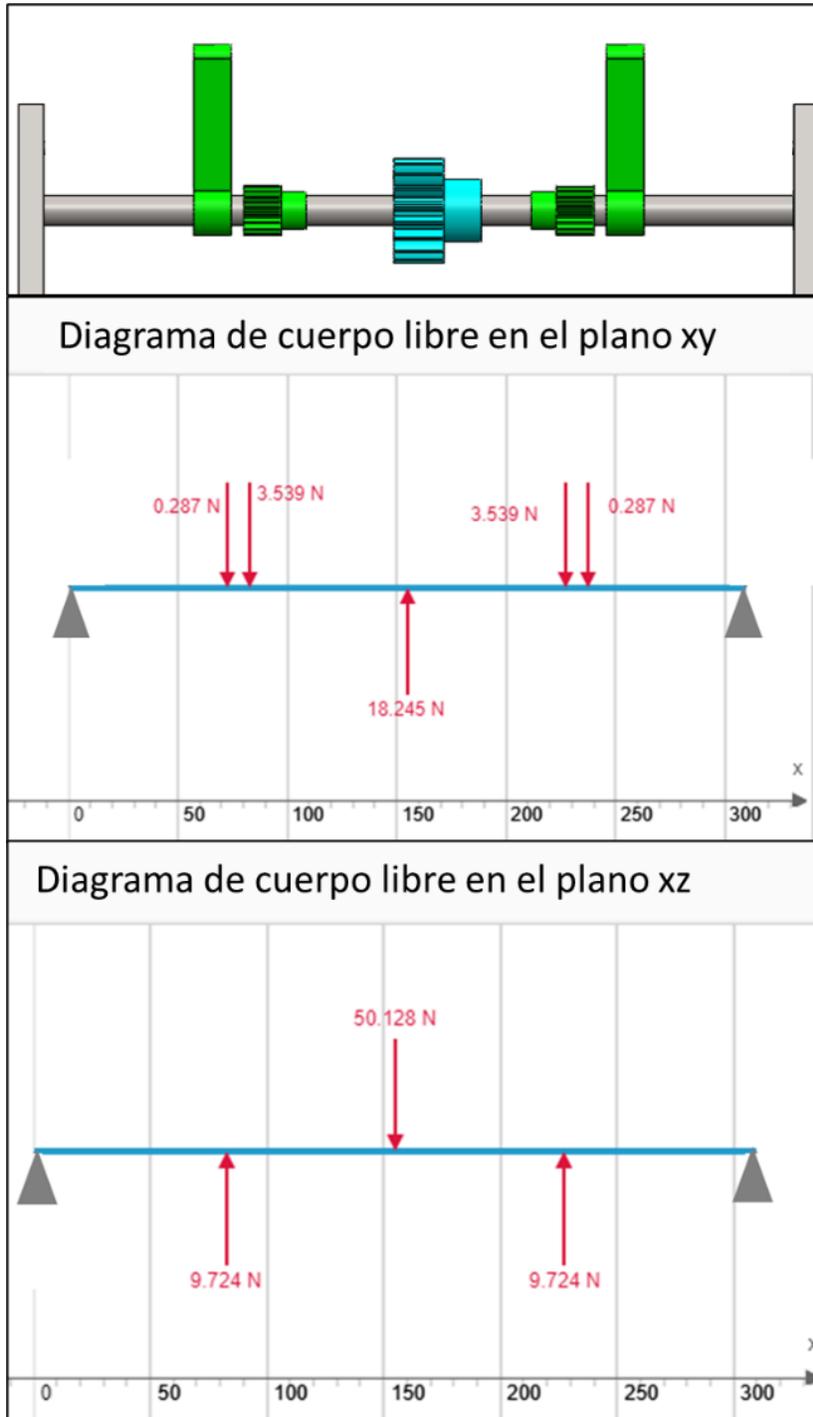
**Nota:** las ecuaciones para determinar los diámetros de los ejes fueron tomadas del libro R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011.

- **Eje 1**

El análisis de fuerzas se desarrolla en el software SkyCiv [92] ingresando los datos de las fuerzas ejercidas por los engranajes, especificadas en la sección 4.1.2, el peso de los eslabones los cuales se toman como cargas puntuales ya que tienen una geometría simétrica que permite hacer esta suposición válida, los apoyos en los extremos (pinados), el área de sección transversal del eje y el material de este. En la figura 33 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje en los dos planos evaluados, así como las cargas aplicadas sobre este.

**Figura 33.**

*Diagrama de cuerpo libre para el eje 1*



**Nota:** diagramas de cuerpo libre. Realizado en el software SkyCiv y Solid Edge

**Tabla 28.**

*Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 1 con un diámetro de 9 mm*

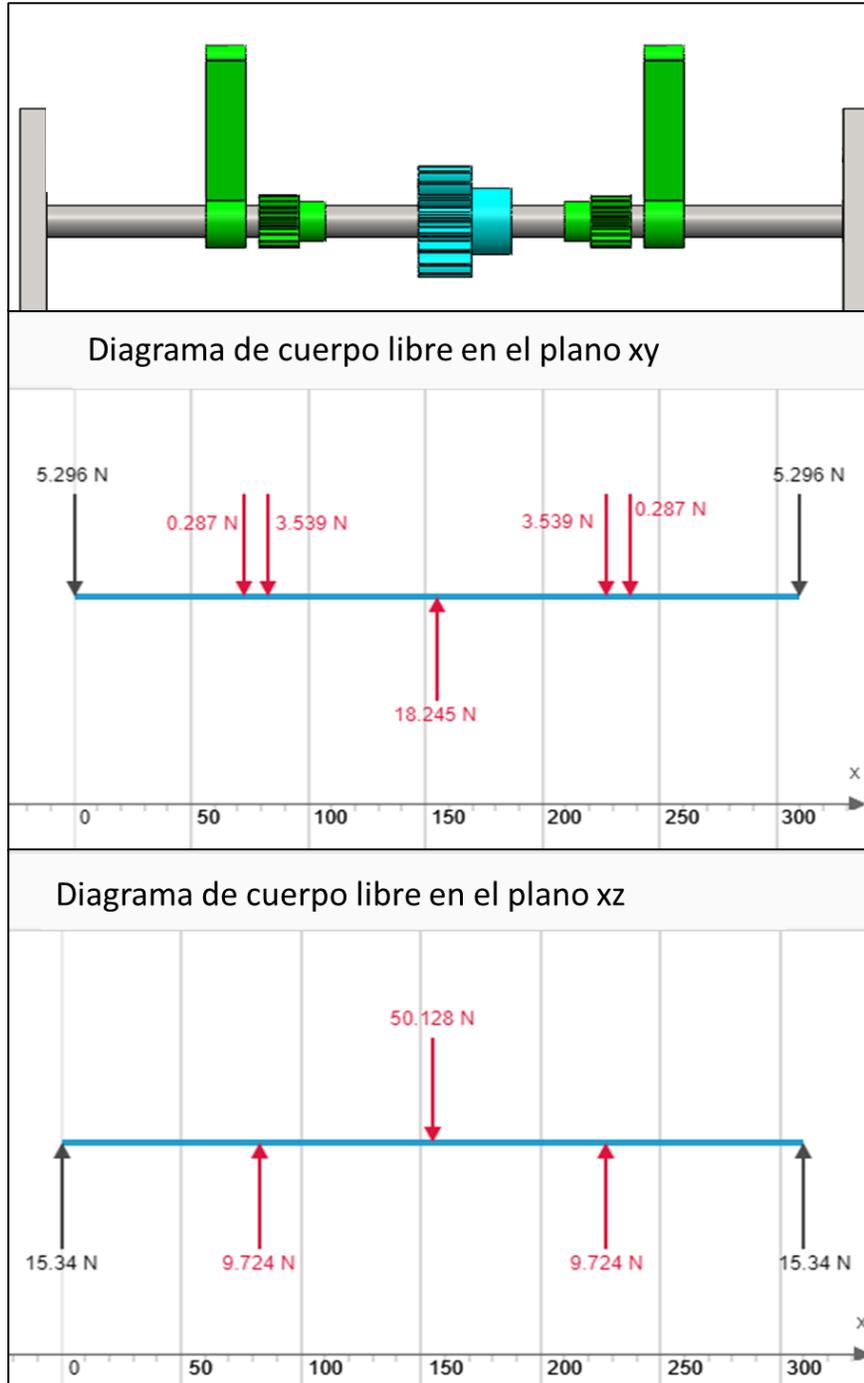
	<b>Plano xy</b>	<b>Plano xz</b>
<b>Fuerza cortante máxima (N)</b>	9,13	25,05
<b>Momento flector máximo (Nm)</b>	1,10	3,08
<b>Deflexión máxima (mm)</b>	0,11	0,33
<b>Ángulo de torsión máximo (°)</b>	0,003	0,001

**Nota:** las ecuaciones para obtener los resultados registrados en esta tabla fueron tomadas del libro R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011.

En la tabla 28 se registran los valores máximos obtenidos para la fuerza cortante, momento flector, deflexión y ángulo de torsión en los planos evaluados. La deflexión y el ángulo de torsión fueron comparados con el máximo permitido por la ASME para diseño de ejes ASME [91] (0,005 in y 0,03° para deflexión y ángulo de torsión respectivamente), encontrando que el ángulo de torsión no supera el valor permitido, sin embargo, la deflexión en el plano xy supera el máximo permitido, por lo cual se modifica la dimensión del diámetro del eje. Este cambio se realiza considerando las dimensiones de los ejes para los engranajes empleados según los catálogos consultados, siendo el valor mínimo encontrado de 12 mm, por lo cual, se procede a determinar si la deflexión y el ángulo de torsión no superan el valor permitido. En la figura 34 se muestra el diagrama de cuerpo libre para un eje con el diámetro especificado:

**Figura 34.**

*Diagrama de cuerpo libre para el eje 1 con un diámetro de 12 mm*

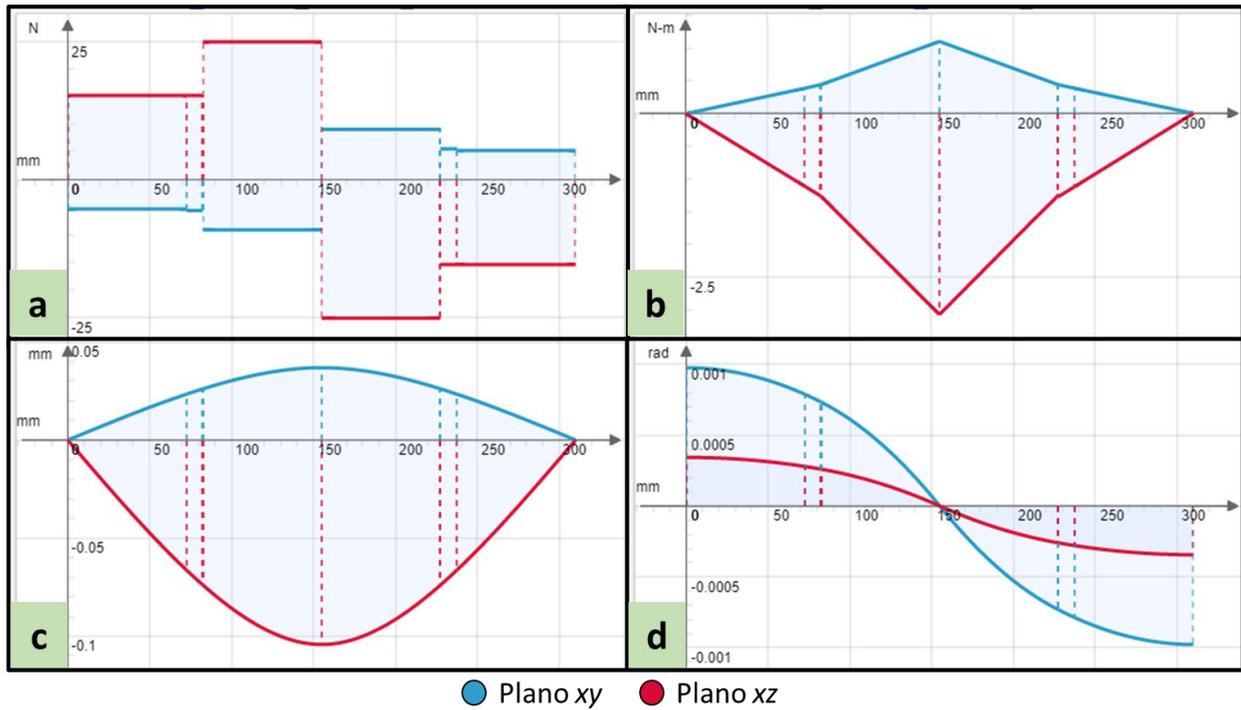


**Nota:** diagramas de cuerpo libre. Realizado en el software SkyCiv y Solid Edge

Luego de determinar las reacciones en los apoyos, se calculan los diagramas de fuerza cortante y momento flector obteniendo los valores máximos registrados en la tabla 29. Se destaca que, con este diámetro, la deflexión y en ángulo de torsión máximos se presentan en el plano xz y xy respectivamente sin superar los valores establecidos por la ASME. Por lo cual, se considera que el diámetro para este eje es de 12 mm.

**Figura 35.**

*Diagramas obtenidos del análisis estático del eje 1 con un diámetro de 12 mm*



**Nota:** realizado en el software SkyCiv. Figura 35.a. diagrama de fuerza cortante. Figura 35.b. diagrama de momento flector. Figura 35.c. deflexión. Figura 35.d. ángulo de torsión.

**Tabla 29.**

*Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 1 con un diámetro de 12 mm*

	<b>Plano xy</b>	<b>Plano xz</b>
<b>Fuerza cortante máxima (N)</b>	9,13	25,14
<b>Momento flector máximo (Nm)</b>	1,09	3,07
<b>Deflexión máxima (mm)</b>	0,037	0,104
<b>Ángulo de torsión máximo (°)</b>	0,001	0,0004

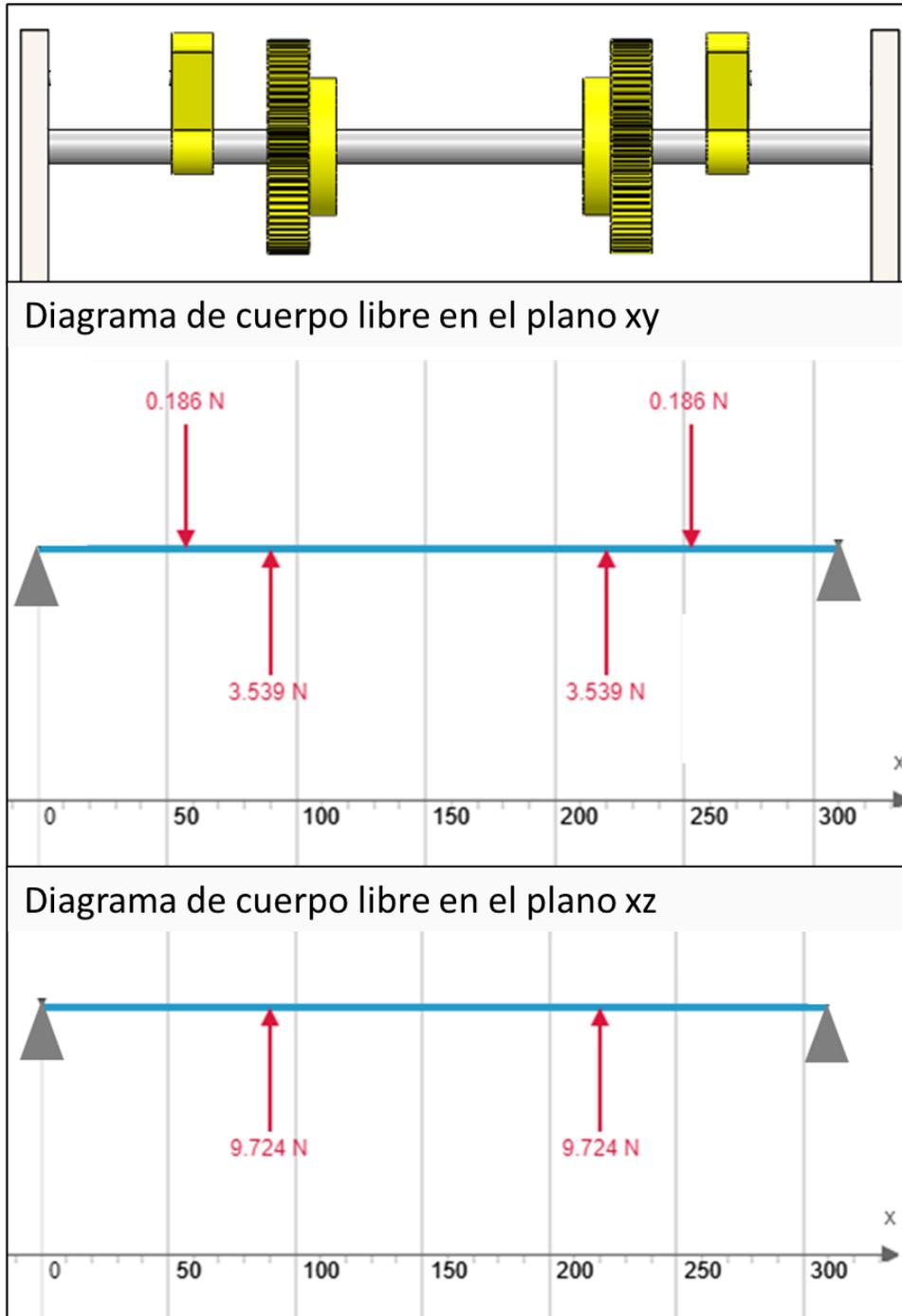
**Nota:** resultados del análisis de diagrama de cuerpo libre en los diferentes planos.

- **Eje 2**

En la figura 36 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje en los dos planos evaluados, así como las cargas aplicadas sobre este. De acuerdo con lo establecido luego del cálculo del diámetro empleando el criterio de cortante máximo y energía de la distorsión, se determina que el diámetro del eje es de 7 mm, por lo que se procede a realizar el análisis estático empleando este diámetro.

**Figura 36.**

*Diagrama de cuerpo libre para el eje 2*



**Nota:** diagrama de cuerpo libre. Realizado en el software SkyCiv y Solid Edge

**Tabla 30.**

*Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con un diámetro de 7 mm*

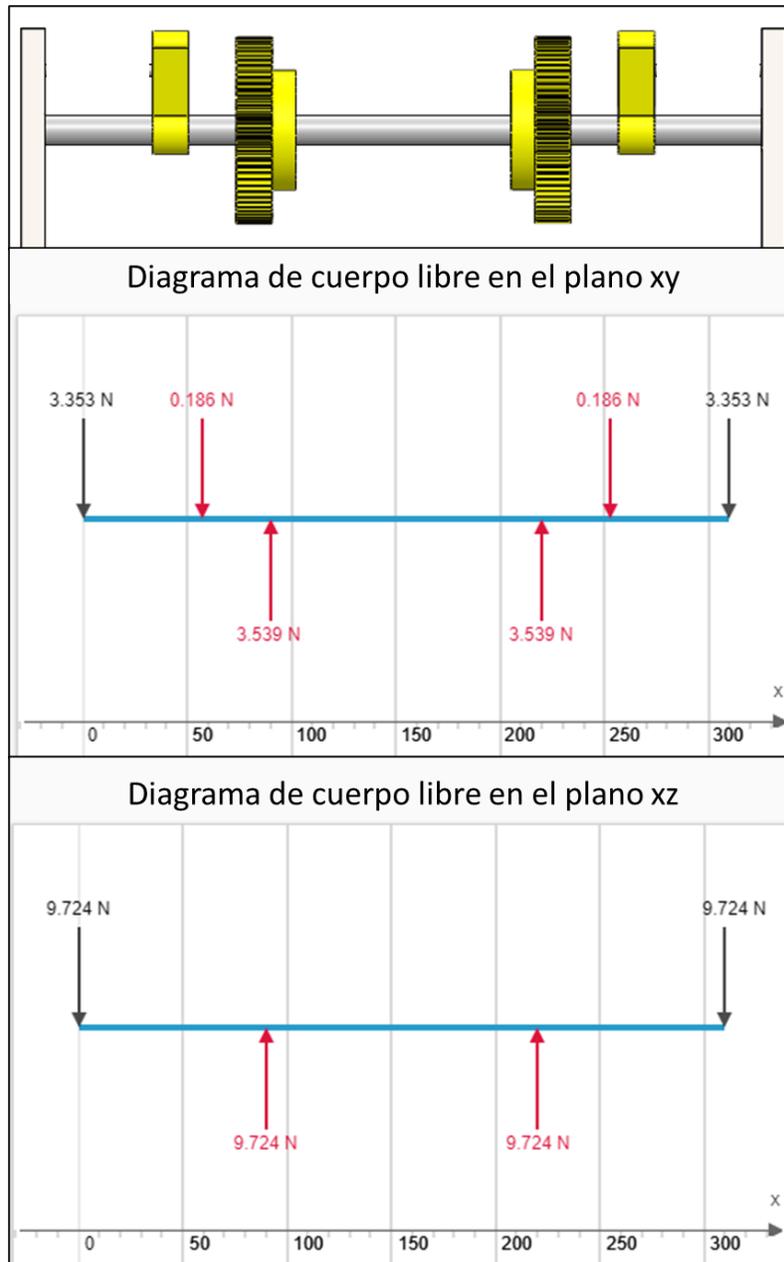
	<b>Plano xy</b>	<b>Plano xz</b>
<b>Fuerza cortante máxima (N)</b>	3,54	9,72
<b>Momento flector máximo (Nm)</b>	0,31	0,87
<b>Deflexión máxima (mm)</b>	0,13	0,37
<b>Ángulo de torsión máximo (°)</b>	0,004	0,001

**Nota:** las ecuaciones para obtener los resultados registrados en esta tabla fueron tomadas del libro R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011.

En la tabla 30 se registran los valores máximos obtenidos para la fuerza cortante, momento flector, deflexión y ángulo de torsión en los planos evaluados. La deflexión y el ángulo de torsión fueron comparados con el máximo permitido por la ASME para diseño de ejes ASME [91] (0,005 in y 0,03° para deflexión y ángulo de torsión respectivamente), encontrando que la deflexión en ambos planos supera el permitido, además del ángulo de torsión en el plano xy. De igual manera que en el eje 1, se realiza el cambio de dimensión por las especificaciones de los engranajes seleccionados en catalogo siendo de 12 mm nuevamente. En la figura 37 se muestra el diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con el cambio de diámetro.

**Figura 37.**

*Diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con un diámetro de 12 mm*



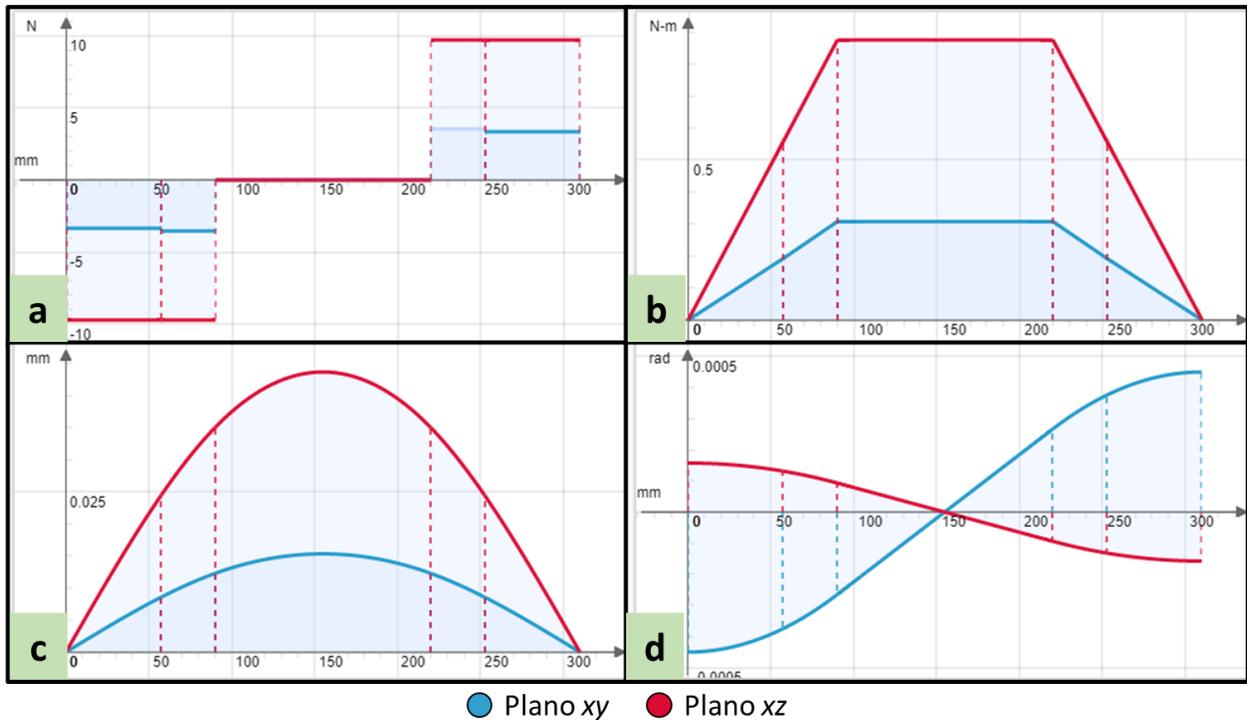
**Nota:** diagramas de cuerpo libre. Realizado en el software SkyCiv y Solid Edge

Luego de determinar las reacciones en los apoyos, se calculan los diagramas de fuerza cortante y momento flector obteniendo los valores máximos registrados en la tabla

31. Al comparar estos valores con los máximos permitidos por la ASME, se determina que no superan este valor, destacando que la deflexión máxima se registra en el plano xz y el ángulo de torsión máximo se encuentra en el plano xy. Por lo cual, se establece que el diámetro para este eje es de 12 mm.

**Figura 38.**

*Diagramas obtenidos del análisis estático del eje 2 con un diámetro de 12 mm*



**Nota:** realizado en el software SkyCiv. Figura 38.a. diagrama de fuerza cortante. Figura 38.b. diagrama de momento flector. Figura 38.c. deflexión. Figura 38.d. ángulo de torsión.

**Tabla 31.**

*Resultados análisis diagrama de cuerpo libre para el eje 2 con un diámetro de 12 mm*

	<b>Plano xy</b>	<b>Plano xz</b>
<b>Fuerza cortante máxima (N)</b>	3,54	9,72
<b>Momento flector máximo (Nm)</b>	0,31	0,87
<b>Deflexión máxima (mm)</b>	0,015	0,044
<b>Ángulo de torsión máximo (°)</b>	0,00045	0,00015

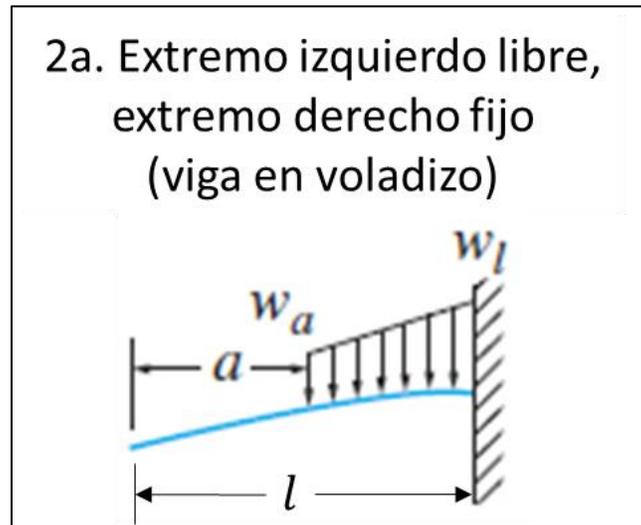
**Nota:** resultados del análisis del diagrama de cuerpo libre

- **Eje 3**

Para el eje 3 se realiza el cálculo considerándolo como una viga con un extremo en voladizo y otro empotrado, aplicando una carga distribuida correspondiente a la mitad del peso de mordaza ya que esta se encuentra apoyada en dos ejes. Para determinar el valor máximo de la deflexión y las cargas a las que se encuentra sometida la viga se han establecido algunas consideraciones propuestas por [93] que se resumen en la figura 39 de la siguiente manera:

**Figura 39.**

*Condición de operación para la viga*



**Nota:** ilustración carga aplicada sobre una viga. Tomado de: Richard G. Budynas; Ali M. Sadegh. Roark's Formulas for Stress and Strain, Ninth Edition. TABLES, Chapter (McGraw-Hill Education: New York, 2020).

La condición de operación para un máximo valor del momento flector, deflexión y esfuerzo cortante puede apreciarse en la tabla 32 describiendo los puntos en los que se presentan los valores mencionados.

**Tabla 32.**

*Punto máximo de operación de la viga*

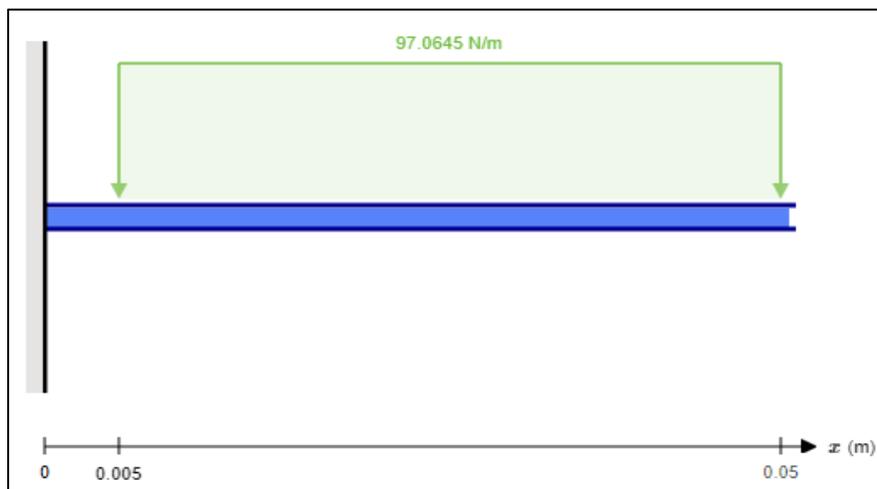
Si $a = 0$ y $w_l = w_a$ (carga uniforme en toda la sección)		
$M_{max} = M_B = \frac{-w_a l^2}{2}$	$\theta_{max} = \theta_A = \frac{w_a l^3}{6EI}$	$y_{max} = y_A = \frac{-w_a l^4}{8EI}$
Si $a = 0$ y $w_a = 0$ (incremento uniforme de la carga)		
$M_{max} = M_B = \frac{-w_l l^2}{6}$	$\theta_{max} = \theta_A = \frac{w_l l^3}{24EI}$	$y_{max} = y_A = \frac{-w_l l^4}{30EI}$

**Nota:** ecuaciones para determinar el momento, el ángulo de torsión y la deflexión máxima en una viga. Tomado de: Richard G. Budynas; Ali M. Sadegh. Roark's Formulas for Stress and Strain, Ninth Edition. TABLES, Chapter (McGraw-Hill Education: New York, 2020).

Con el propósito de caracterizar de una mejor forma la viga se ha establecido una carga distribuida a lo largo de la viga de manera que el peso del eslabón se presenta a través de toda la longitud de este. A través de la figura 40 es posible comprender una mejor manera el funcionamiento de esta viga en el sistema propuesto.

**Figura 40.**

*Diagrama de cuerpo libre de la viga en voladizo*



**Nota:** ilustración diagrama de cuerpo libre. Realizado en el software Skyciv.

De esta manera se caracteriza el eje y las cargas que actúan sobre él, mostrando las posibles implicaciones que pueda tener para la selección de un diámetro que soporte las cargas a las que está sometido. Se han analizado 3 alternativas posibles de diseño que mostrarán los comportamientos de la viga ante el cambio de sección en cuestiones de deflexión, momento flector y fuerza cortante. Posterior a ello se determinará si el factor de seguridad es suficiente de acuerdo con la aplicación que tendrá la viga. En la tabla 33 se aprecia la comparativa propuesta.

**Tabla 33.**

*Comparativa para la selección del diámetro de la viga.*

<b>Diámetro (mm)</b>	<b>Momento flector Máx. (Nm)</b>	<b>Fuerza cortante Máx. (N)</b>	<b>Deflexión Máx. (mm)</b>
3	-0,12012	4,3679	0,090703
4	-0,12012	4,3679	0,028698
5	-0,12012	4,3679	0,011755

**Nota:** datos obtenidos del diagrama de cuerpo libre.

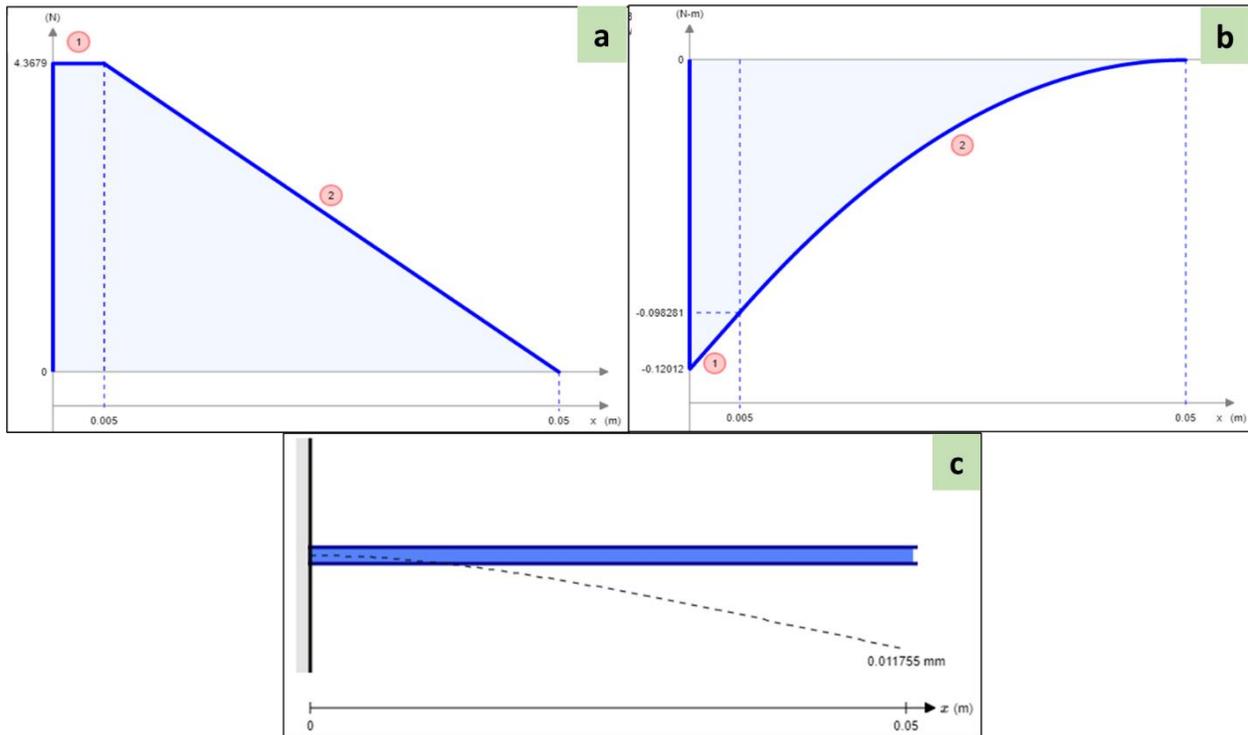
De acuerdo con los datos suministrados en la tabla 33 se puede evidenciar que las deflexiones en cada uno de los diámetros seleccionados varía en el rango de las centésimas de milímetro, para el caso de realizar una correcta selección del diámetro se ha considerado darle factor de seguridad alto a la viga debido a que esta conecta unos eslabones con otros y se debe garantizar una buena alineación en el funcionamiento. Estas consideraciones nos dejan dos alternativas. La primera de ellas es la de tomar el diámetro de 4 mm que cumple con las especificaciones dadas por la norma AISC [91] que establece un criterio de deflexión máxima no mayor a 1/1000 de la longitud del claro y la opción correspondiente a un diámetro de 5 mm que brinda una rigidez mayor en la viga y que reduce la deflexión al orden de las milésimas de milímetro.

Teniendo en cuenta las consideraciones expuestas previamente los diseñadores proponen un diámetro de **5 mm** que guarde la rigidez estructural de la viga y permita elevar su confiabilidad en el funcionamiento a lo largo del tiempo.

Los datos correspondientes al estudio de momento flector, fuerza cortante y deflexión de la alternativa elegida se ilustran en la figura 41 que se muestra a continuación:

**Figura 41.**

*Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión de la alternativa seleccionada.*



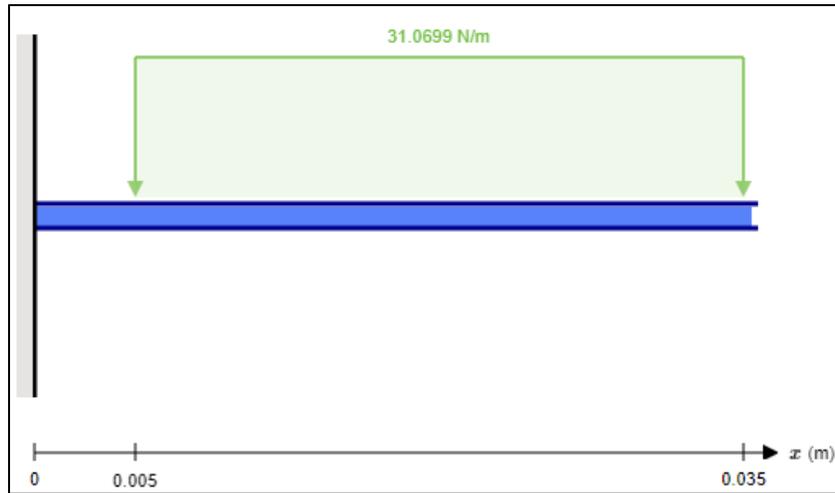
**Nota:** Realizado en el software Skyciv. Figura 41.a. diagrama de fuerza cortante. Figura 41.b. diagrama de momento flector. Figura 41.c. deflexión.

- **Eje 4**

El eje 4 es similar al eje 3 en funcionamiento ya que se encuentra en voladizo incrustado en la placa que lleva toda la pinza, para este caso se ha establecido que las condiciones de funcionamiento son iguales a las mostradas en la figura 39 y tabla 32 por lo que en este caso se procede a mostrar el diagrama de cuerpo libre para el eje 4 por medio de la figura 42 donde se presentan las cargas a las que está sometida la viga y los apoyos respectivos.

**Figura 42.**

*Diagrama de cuerpo libre de viga en voladizo del eje 4*



**Nota:** ilustración de las cargas en el eje. Realizado en el software Skyciv.

Para este caso nuevamente se realizan los comparativos para diferentes diámetros evaluados teniendo en cuenta el tamaño de los eslabones, por esta razón también se encuentra delimitado el rango de valores para el diámetro de esta viga. En la tabla 34 se evidencian las comparativas correspondientes.

**Tabla 34.**

*Comparativa entre los diámetros propuestos para la viga en voladizo.*

<b>Diámetro (mm)</b>	<b>Momento flector Máx. (Nm)</b>	<b>Fuerza cortante Máx. (N)</b>	<b>Deflexión Máx. (mm)</b>
3	-0,018652	0,93258	0,0069579
4	-0,018652	0,93258	0,0022014
5	-0,018652	0,93258	0,00090167

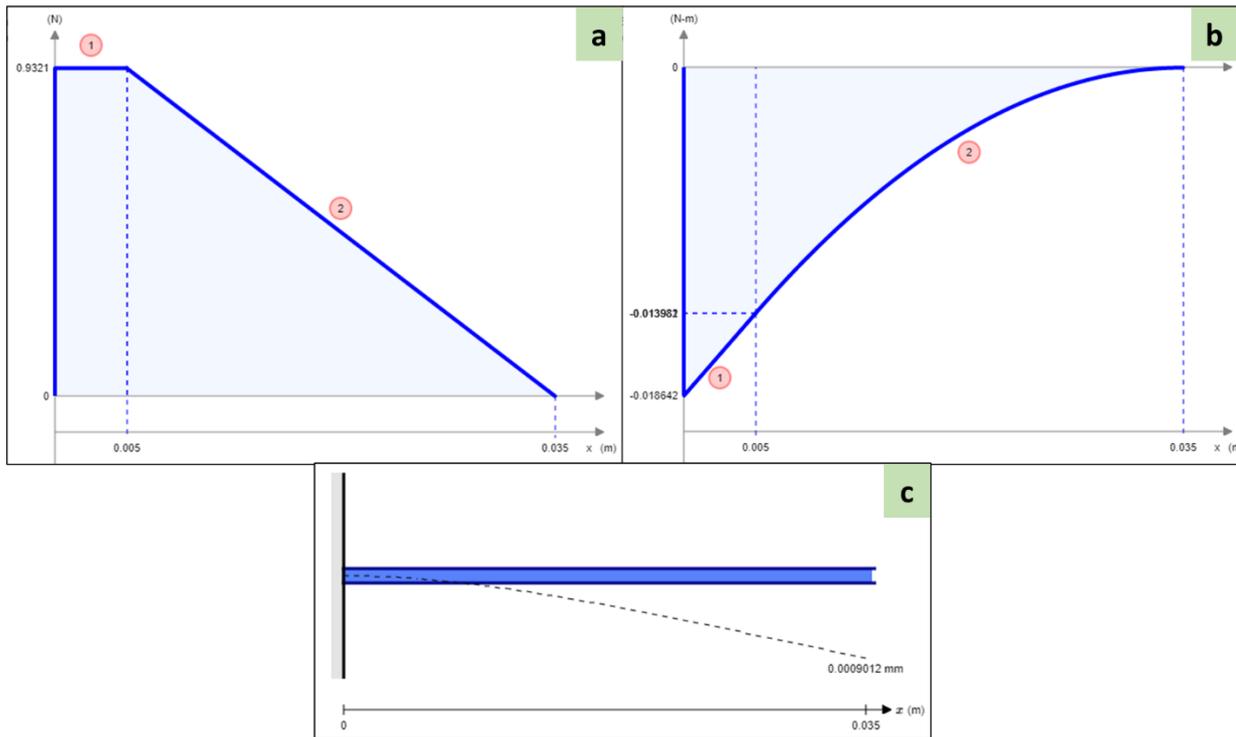
**Nota:** datos obtenidos del diagrama de cuerpo libre.

En este caso se encuentra que todas las alternativas de diámetro cumplen con el requerimiento de la AISC por lo que se sugiere un análisis para la selección enfocado en la facilidad del montaje de las piezas. Como ya se ha estudiado el eje 3 y se ha

determinado un tamaño sugerido de **5 mm** basado en la confiabilidad; para este caso se realizará la selección de la misma forma garantizando la mayor confiabilidad posible de los componentes en el montaje y respectiva operación de la máquina. A través de la figura 43 se evidencian los diagramas en los que se basó la decisión tomada.

**Figura 43.**

*Diagrama de momento flector, fuerza cortante y deflexión para el diámetro seleccionado.*



**Nota:** Realizado en el software Skyciv. Figura 43.a. diagrama de fuerza cortante. Figura 43.b. diagrama de momento flector. Figura 43.c. deflexión.

Como se aprecia en la figura 32 existen ejes de las mismas características del eje 3 y el eje 4 al otro extremo de la placa base, para ellos se asumirán las mismas condiciones teniendo en cuenta que su extremo empotrado es el derecho y no el izquierdo, las cargas son las mismas y no presenta ninguna variación respecto de los parámetros establecidos en el cálculo del eje 3 y 4.

#### 4.1.4. Pasadores

De acuerdo con el modelo propuesto, se requieren de dos pasadores para cada una de las mordazas, siendo un total de 8 pasadores con las dimensiones especificadas en la tabla 35.

**Tabla 35.**

*Longitudes de los pasadores*

	<b>Mordaza 1</b>	<b>Mordaza 2</b>
<b>Nodo 2</b>	60 mm	30 mm
<b>Nodo 3</b>	30 mm	45 mm

**Nota:** longitud de los pasadores.

Para el diseño de estos se considera el esfuerzo a cortante que deben soportar cada pasador considerando un factor de seguridad de 2,5. Para los pasadores se emplea acero 304 con una resistencia a la fluencia de 235 MPa y resistencia a la tracción de 585 MPa [94]; a partir de la resistencia a la fluencia se calcula la resistencia a la fluencia por cortante como se indica en la ecuación 17, posteriormente se determina la resistencia a la fluencia por cortante admisible (ecuación 18) para finalmente calcular el diámetro como se muestra en la ecuación 19 [95]. Todos los pasadores solo tienen un área a cortante y la fuerza empleada es la calculada para cada uno de los nodos en el análisis cinemático de los mecanismos de 4 barras (ver tabla 19).

**Ecuación 17.**

$$\tau = 0,577\sigma_f = 0,577(235MPa) = 1,356 MPa$$

**Ecuación 18.**

$$\tau_{adm} = \frac{\tau}{F_S} = \frac{1,356MPa}{2,5} = 54,24 MPa$$

**Ecuación 19.**

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\tau_{adm}\pi}}$$

Donde:

$\tau$ : Esfuerzo a cortante

$\sigma_f$ : Esfuerzo a fluencia

$\tau_{adm}$ : Esfuerzo a cortante admisible

Fs: Factor de seguridad

d: diámetro del pasador

En la tabla 36 se indican los valores calculados para los diámetros de los pasadores destacando que son valores inferiores a 1 mm de diámetro, sin embargo, al consultar el catálogo de INMACISA [96] (Anexo A) en donde el diámetro mínimo para una longitud de 60 mm es de 3 mm, por lo cual se selecciona esta dimensión para los pasadores.

**Tabla 36.**

*Diámetros calculados por cortante para los pasadores*

	<b>Mordaza 1</b>	<b>Mordaza 2</b>
Nodo 2	0,0523 mm	0,062 mm
Nodo 3	0,1083 mm	0,0839 mm

**Nota:** resultado de los cálculos para determinar el diámetro de los pasadores.

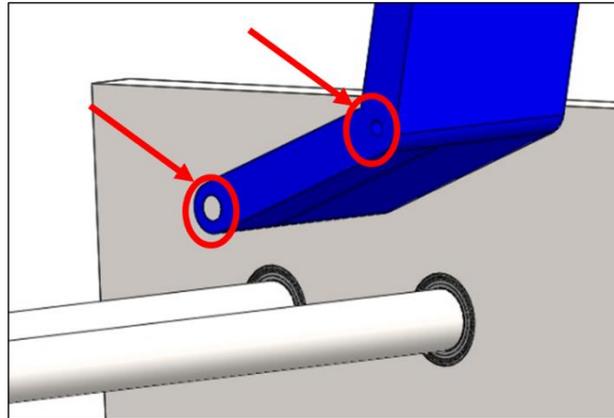
#### **4.1.5. Anillos de Retención**

Los anillos de retención se usan como forma de sujeción en los ejes reemplazando cada vez más a las uniones hechas por medio de tornillos ya que simplifican de manera significativa el montaje de algunos componentes sobre los ejes como pueden ser engranajes o eslabones. Su principal ventaja radica en que no se requiere el uso de taladros para agujerear los ejes y además de ello proporcionan un ajuste confiable en forma de hombro para los componentes acoplados al eje. En el caso particular de estudio se ha definido que los eslabones del mecanismo de cuatro barras que se encuentran acoplados mediante pasadores pueden presentar algún desplazamiento axial que imposibilitaría el correcto funcionamiento del sistema, por ello se toma la decisión de mantenerlos alineados en su posición mediante un anillo de retención tipo *seger*

garantizando su posición en el momento de la operación. La figura 44 describe de manera explícita la necesidad de implementar este tipo de componentes en los pasadores y ejes en voladizo que se disponen en el ensamble general de la pinza.

**Figura 44.**

*Esquema de pasadores para Anillos de retención.*

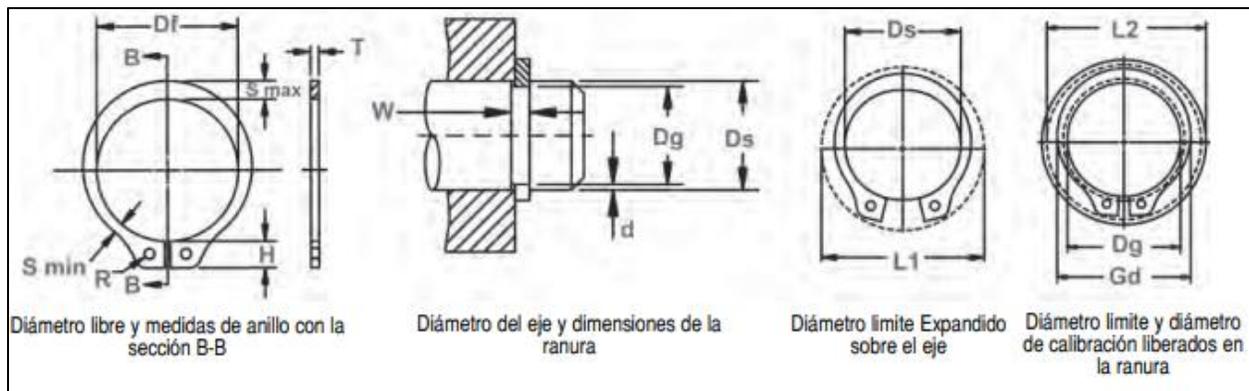


**Nota:** ilustración de la ubicación de los pasadores. Realizado en el software Solid Edge

La flecha roja y el círculo muestran los lugares donde serán puestos los anillos de retención para garantizar que estos eslabones acoplados a ellos no se desplacen axialmente. A través de catálogos de fabricantes se realizó la selección del anillo adecuado teniendo como parámetro de entrada la medida de los pasadores que ya se ha tratado en la sección 4.1.4. cuyo diámetro es de 3 mm. En ese orden de ideas se ha estudiado el catálogo del fabricante Rotorclip Company [97] donde se analizan dos alternativas para suplir la necesidad del anillo de retención. La primera de ellas hace referencia a la denominación MSH que se describen en la figura 45 y que cumplen la función especificada sin ningún inconveniente.

**Figura 45.**

*Anillo de la referencia MSH*

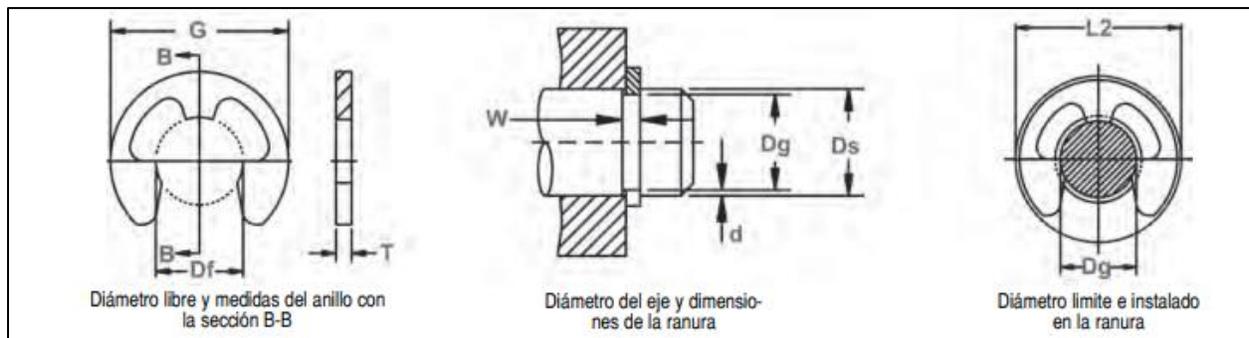


**Nota:** esquema anillo de retención MSH. Tomado de: *Catalogo Rotor Clip*. Disponible en: [https://www.rotorclip.com/downloads/spanish\\_catalog.pdf](https://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf).

Por otra parte, se tienen los anillos tipo E (ver figura 46) que se caracterizan por ser los más comunes en el montaje de componentes, la particularidad de estos anillos está en que poseen contacto en 3 puntos a través del diámetro del eje o pasador en el que se sujetan.

**Figura 46.**

*Anillo de retención tipo E*



**Nota:** esquema anillo de retención tipo E. Tomado de: *Catalogo Rotor Clip*. Disponible en: [https://www.rotorclip.com/downloads/spanish\\_catalog.pdf](https://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf).

Al realizar una comparación de las dos alternativas seleccionadas se encuentra que una de las ventajas del anillo de retención tipo E es que se puede acoplar a ejes o flechas de diámetros pequeños a diferencia del tipo MSH que restringe su uso para diámetros

mayores a 4 mm de manera que la elección del tipo de anillo de sujeción se hace fácil debido al parámetro de entrada establecido dándonos como opción a elegir la del anillo de sujeción tipo E, en la tabla 37 se describen las medidas correspondientes del anillo seleccionado.

**Tabla 37.**

*Geometría detallada anillo tipo E*

NO. DE ANILLO	EJE		TAMAÑO DE RANURA					TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO					DIAM. LIMITE		CARGA DE EMPUJE (kN)		
	DIÁMETRO	DEC	DIÁMETRO		ANCHURA	PROFUNDIDAD	DIÁMETRO LIBRE		ESPESOR***		Peso Por 1000 Piezas	Diám. exterior libre. Ref.	Li-berado en la ranura	Límites de esquinas rectas			
			Dg	Tol.			F.I.M.**	W	Tol.	d				Dl	Tol.	T	Tol.
ME-1*	1	.039	0.72	-0.05	0.04	0.32	+0.05	0.14	0.64		0.25	±0.05	0.004	2.0	2.2	0.06	0.02
ME-2	2	.079	1.45		0.04	0.32		0.28	1.30		0.25		0.014	4.0	4.3	0.13	0.09
ME-3	3	.118	2.30		0.04	0.50	+0.10	0.35	2.10	+0.03	0.40		0.036	5.6	6.0	0.30	0.17
ME-4	4	.157	3.10	-0.08	0.05	0.70		0.45	2.90	-0.06	0.60		0.085	7.2	7.6	0.70	0.30
ME-5	5	.197	3.90		0.05	0.70		0.55	3.70		0.60		0.13	8.5	8.9	0.90	0.40
ME-6	6	.236	4.85		0.05	0.70		0.58	4.70		0.60		0.21	11.1	11.5	1.10	0.60
ME-7	7	.275	5.55		0.08	0.70		0.73	5.25		0.60		0.34	13.4	14.0	1.20	0.80
ME-8	8	.315	6.40		0.08	0.70		0.80	6.15		0.60		0.35	14.6	15.1	1.40	1.00

**Nota:** características de los anillos de retención. Tomado de: *Catalogo Rotor Clip*. Disponible en: [https://www.rotorclip.com/downloads/spanish\\_catalog.pdf](https://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf).

Otra de las características que presenta el fabricante es la de resistencia al empuje por cargas axiales que se tiene en cuenta para selección pero que no posee tanta influencia debido a las condiciones de operación de los eslabones en los que la carga axial es baja. Sin embargo, el fabricante reporta que las cargas máximas de empuje que soporta tanto el anillo como la ranura son mayores a los 170 N que cumplen con los posibles requerimientos del montaje.

Para los ejes en voladizo que fueron analizados en la sección 4.1.3. se tiene como parámetro de entrada un diámetro sugerido de 5 mm por lo que cualquiera de las dos alternativas puede suplir la necesidad, no obstante, para normalizar el diseño se ha optado por continuar con los anillos tipo E para un eje de 5 mm y las especificaciones se detallan en la tabla 37.

**4.1.6. Rodamientos y Cojinetes**

Los ejes 1 y 2 requieren de rodamientos para contrarrestar las reacciones en los apoyos y permitir el giro de los ejes, mientras que los ejes 3 y 4 y los pasadores requieren

de cojinetes de fricción para facilitar el movimiento de los eslabones. Para la selección de estos se hace uso del catálogo de SKF, así como de las consideraciones sugeridas para la selección de los elementos.

- **Rodamientos**

La SKF sugiere que para el cálculo de las cargas soportadas por los rodamientos se considere la ecuación 20 y 21 [98], en donde se tiene en cuenta el número de ciclos, el tipo de rodamiento, la velocidad. Inicialmente se calcula una fuerza equivalente que depende de la reacción resultante en los apoyos encontrados en la sección 4.1.3 en las figuras 34 y 37 para los ejes 1 y 2 respectivamente. El factor k se define como 1,5 ya que se tiene carga radial. Las fuerzas resultantes A y B se determinan teniendo en cuenta la reacción en el apoyo según corresponda como se muestra en la figura 47. El número de horas que debe soportar la carga se define de acuerdo con lo referido por SKF en donde este valor depende de la aplicación, estableciendo que para este diseño corresponde a 30.000 h. Finalmente el factor a tiene un valor de 3 ya que se seleccionan rodamientos de bolas. En la tabla 38 se muestran los resultados obtenidos para los ejes 1 y 2, indicando que la capacidad básica de carga es de 6,04 N y 3,83 N respectivamente.

**Ecuación 20.**

$$F_e = 0,4F_{rA} + k \left( \frac{0,47F_{rB}}{k} \right)$$

**Ecuación 21.**

$$C_r = F_e \left[ \left( \frac{L_D}{L_R} \right) \left( \frac{n_D}{n_R} \right) \right]^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

$F_e$ : Fuerza equivalente

$F_r$ : Fuerza resultante

k: Relación de capacidad de carga radial

a: Factor que depende del tipo de rodamiento

$L_D$ : Número de horas que debe soportar la carga

$L_R$ : Número de horas de vida básica (3.000 h)

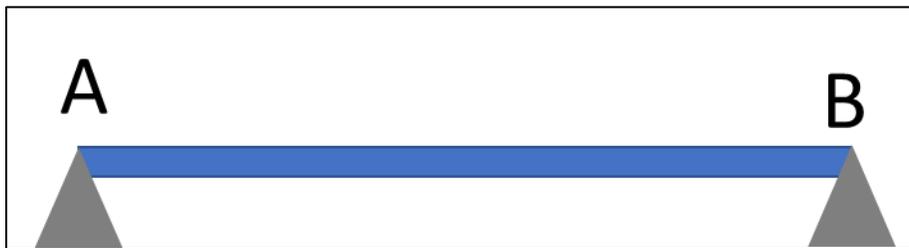
$n_D$ : Velocidad del sistema

$n_R$ : Velocidad básica (500 rpm)

$C_r$ : Capacidad básica de carga

**Figura 47.**

*Esquema de los apoyos en los ejes 1 y 2*



**Nota:** ilustración apoyos en los ejes.

Una vez establecida la carga de diseño, se procede con la búsqueda en el catálogo de SKF de un rodamiento que soporte esta carga. La búsqueda se filtra inicialmente por el diámetro interno del rodamiento para evitar cambios de sección, encontrando que para esta dimensión los rodamientos soportan cargas superiores, por lo cual se realiza el análisis con el que soporta una carga más cercana a la requerida. Se consulta la referencia W 61701-2RS1 [99] con una capacidad de carga dinámica básica (C) 527 N. Se calcula la duración nominal ( $L_{10}$ ) (ecuación 22) con esta referencia, encontrando que soporta 1e6 horas y 3e6 horas para los ejes 1 y 2 respectivamente, estando por encima del valor referido en la tabla 38 (30.000 h).

**Tabla 38.**

*Resultados capacidad básica de carga*

	<b>Eje 1</b>	<b>Eje 2</b>
<b>Fuerza resultante (N)</b>	16,23	10,29
<b>Fuerza equivalente (N)</b>	14,12	8,95
<b>Número de horas que debe soportar la carga</b>	30.000	30.000
<b>Velocidad del sistema (rpm)</b>	3,91	3,91
<b>Capacidad básica de carga (N)</b>	6,04	3,83

**Nota:** resultado cálculos para la selección de rodamientos.

**Ecuación 22.**

$$L_{10} = \left( \frac{C}{C_r} \right)^a$$

● **Cojinetes**

El catálogo de SKF ofrece cojinetes en material compuestos poliméricos y broce, para la sección de estos elementos se considera un material compuesto polimérico ya que, si este soporta las cargas establecidas en la tabla 19, representa una ventaja en cuanto al costo, además de ser un componente de bajo peso comparándolo con el de bronce. Se filtra la búsqueda por el diámetro de los cojinetes, siendo de 5 mm y 3 mm para los ejes y pasadores respectivamente.

SKF ofrece cojinetes de 3 mm de diámetro interno en un compuesto polimérico PTFE que soporta una carga radial dinámica mínima de 0,72 kN, valor que se encuentra por encima del reportado, por lo cual se selecciona un cojinete de referencia PCM 030403 E/VB055 [100]. Para los ejes en voladizo se requieren cojinetes de 5 mm de diámetro, seleccionando la referencia PCM 050705 E [101], siendo el que soporta menos carga dinámica básica. En la tabla 39 se indica con detalle los factores considerados para la selección de los cojinetes.

**Tabla 39.***Selección de los cojinetes de fricción*

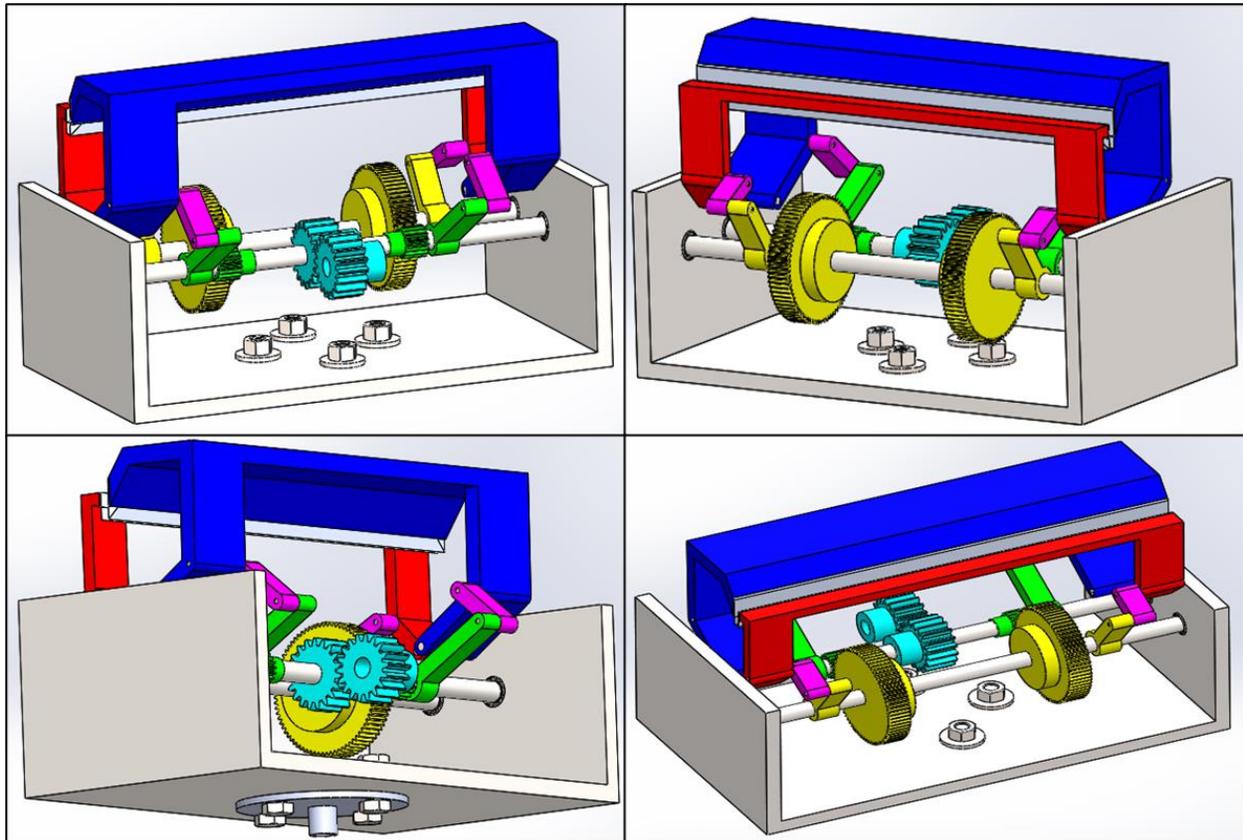
	<b>Ejes 2 y 3</b>	<b>Pasadores</b>
<b>Fuerza máxima que soporta (N)</b>	9,8208	0,3008
<b>Referencia cojinete</b>	PCM 050705 E	PCM 030403 E/VB055
<b>Capacidad de carga dinámica (N)</b>	2000	720

**Nota:** resultado cálculos para la selección de cojinetes.

Una vez seleccionados y diseñados todos los componentes de la pinza, se propone la ubicación mostrada en la figura 48. En esta figura se identifica la ubicación de los dos mecanismos de 4 barras requeridos para cada una de las mordazas, además de los mecanismos que generan el movimiento de estas. En la parte inferior se encuentra el acople para el cilindro hidráulico.

**Figura 48.**

*Posición final de la pinza*



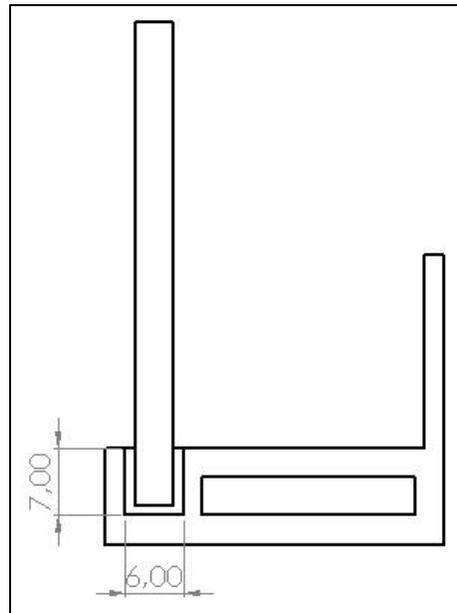
**Nota:** esquema del conjunto de la pinza. Realizado en el software Solid Edge

#### **4.2. Diseño del sistema hidráulico**

Primero se analizan las condiciones de carga que ejerce el sistema para retirar el marco de aluminio. De esta manera se procede a identificar el área de contacto entre la mordaza y el adhesivo con el propósito de obtener la fuerza requerida para lograr la separación del marco del panel solar; en este caso se analizaron dos superficies de contacto que tiene la mordaza con el adhesivo. En la figura 49 se dimensiona en alto y largo del adhesivo en contacto con el módulo, teniendo en cuenta que el marco tiene dimensiones de alto y largo de 1650 mm y 992 mm respectivamente, por lo cual se establece el área de contacto a cizalla del marco se toma por el lado de 7 mm ya que, por estas superficies es donde se separa el marco a cizalla. De esta manera, se determina que el área de contacto es la longitud de la pinza por el alto del adhesivo.

**Figura 49.**

*Dimensiones del perfil del adhesivo*



**Nota:** geometría del perfil del marco del panel solar. Realizado en el software Solid Edge [63].

El área de contacto identificada permite establecer una fuerza mínima necesaria para diseñar el cilindro, en la tabla 40 se relacionan los datos de entrada para realizar los cálculos correspondientes.

**Tabla 40.***Datos de entrada para el diseño del Cilindro*

<b>Datos de Entrada</b>	<b>Valor</b>
Resistencia Cizalla (MPa)	0,48
Longitud de la pinza (mm)	300
Ancho de la cinta (mm)	7
Área lateral de la pinza (mm <sup>2</sup> )	52,5
Lado más largo del panel (mm)	1650
Área de mayor contacto (mm <sup>2</sup> )	2100
Fuerza de contacto (N)	1008
Caras de Contacto	2
Factor de Seguridad	1,5
Velocidad de avance (m/s)	0,05

**Nota:** parámetros para el diseño del cilindro hidráulico.

El número de caras de contacto se obtuvieron de la caracterización del panel solar, donde se encontró que el adhesivo se extendía a lo largo del marco cubriendo tanto la cara superior como la inferior del panel como se puede apreciar en la figura 48. Para la estimación del factor de seguridad se tuvieron en cuenta aspectos de pérdida de energía y un nivel de confiabilidad aceptable que permita superar alguna falla por errores de cálculo, dando lugar al valor de 1,5 seleccionado. Se realizó la comparación de las dos superficies que tendrán que realizar el contacto directo con el adhesivo para identificar la carga más crítica del proceso. En la tabla 41 se aprecian los dos valores encontrados.

**Tabla 41.***Comparativa de Áreas*

Área de contacto frontal (mm <sup>2</sup> )	2100
Área lateral de la pinza (mm <sup>2</sup> )	52,2

**Nota:** área de contacto entre la pinza y el adhesivo.

Una vez determinada el área de contacto se procede a realizar el cálculo de la fuerza a cizalla necesaria para romper la unión adhesiva haciendo uso del principio de

resistencia de materiales [95] que recita que el esfuerzo de resistencia a la cizalla se puede calcular mediante la siguiente formula:

**Ecuación 14.**

*Esfuerzo por Cizalla*

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Tomado de: F. P. Beer and E. R. Johnston Jr, Mecánica De Materiales . (Tercera ed.) 2004.

Donde:

$\sigma$ : Esfuerzo

F: Fuerza

A: Área de contacto

De la tabla 40 se toma la resistencia a la cizalla y de la tabla 41 el área de mayor contacto de la pinza, y despejando de la ecuación 14 se tiene como resultado la fuerza que se debe aplicar para retirar el marco venciendo la resistencia a la cizalla.

**Ecuación 15.**

$$F = (0,48 \text{ MPa}) * (2100 \text{ mm}^2) = \mathbf{1008 \text{ N}}$$

Este cálculo es generalizado de las condiciones que deben cumplirse respecto a la fuerza, ya que comprende solamente una de las caras y debe efectuarse el recalcu teniendo en cuenta las dos caras de contacto del adhesivo. Cuando se ejecuta este cálculo se obtiene que el valor de la fuerza es de **3024 N** aproximadamente incluyendo el factor de seguridad. Con el dato de la fuerza ya se pueden establecer algunas consideraciones para la geometría del cilindro.

**Ecuación 16.**

$$F_{\text{diseño}} = 1008 \text{ N} * 2 * 1,5 = \mathbf{3024 \text{ N}}$$

Como paso siguiente en el diseño del cilindro hidráulico los autores definen un dato de entrada como la velocidad de avance con la cual se requiere completar el movimiento del cilindro; para efectos prácticos se ha determinado que la velocidad de avance deseada es de 0,05 m/s que da vía libre al cálculo para determinar la potencia requerida para bombear el fluido al cilindro. Para hallar la potencia se deduce la siguiente formula:

**Ecuación 17.**

$$P = F * V$$

Tomado de: R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008. [88]

Donde:

P: potencia

F: fuerza

V: velocidad

De los datos iniciales de fuerza y la velocidad deseada para el desplazamiento del cilindro se obtiene una Potencia requerida para el sistema de 151,2 W, es decir, aproximadamente ¼ Hp que debe ser suministrada por la bomba para lograr el movimiento del cilindro. En esta instancia existen dos opciones, una de ellas corresponde al diseño total del sistema hidráulico que comprende todos los componentes de la unidad incluyendo la bomba, o la opción de seleccionar una unidad hidráulica por catálogo que simplifica el proceso de diseño de manera evidente.

Se eligió la segunda opción tomando en cuenta que si bien es importante establecer detalladamente los cálculos del sistema hidráulico estos no son el centro del proyecto desarrollado, de acuerdo con lo anterior se buscaron alternativas en catálogos de fabricantes de unidades hidráulicas y como datos de entrada se tomó la potencia requerida para impulsar el fluido dentro del cilindro. En la tabla 42 se aprecian las dos referencias estudiadas.

**Tabla 42.**

*Alternativas para la selección de la unidad hidráulica*

	<b>Parker Oildyne serie 108</b>	<b>Parker Oildyne Serie 165</b>
<b>Caudal (gpm)</b>	0,75	1,4
<b>Potencia Mecánica (W)</b>	373	746
<b>Presión Máxima del sistema (psi)</b>	500	500
<b>Referencia</b>	[102]	[102]

**Nota:** características de unidades hidráulicas.

Dentro de los propósitos de un diseño siempre se encontrará la minimización de los costos que para el caso de la unidad hidráulica se traduce en un ahorro de energía del funcionamiento, como se aprecia la potencia de las unidades hidráulicas se duplica una a la otra por lo cual se hace conveniente seleccionar la referencia que provee 373 W para efectos de ahorro en el consumo de energía. La presión máxima de las unidades hidráulicas es de 3500 psi, pero se debe limitar a 500 psi para que los cilindros puedan funcionar correctamente ya que la descripción de los catálogos de fabricantes considera un límite de presión de trabajo al que pueden estar sometidos los cilindros.

Una vez seleccionada la unidad hidráulica se procede a definir la geometría correspondiente del vástago según los requerimientos establecidos. Para este diseño se toma en cuenta el procedimiento propuesto por [103].

**Ecuación 18**

$$\Phi_v = \sqrt[4]{\frac{64 * F * S^2 * F * S}{\pi^3 * E}}$$

Tomado de: J. Roldan Vilorio, Prontuario De Hidráulica Industrial : Electricidad Aplicada. Australia: Paraninfo, 2001.

Donde:

$\Phi_v$  = Diámetro del vástago

F = fuerza requerida

S= longitud de pandeo

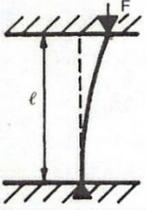
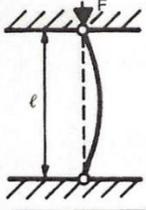
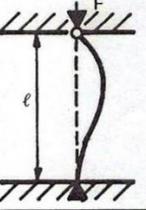
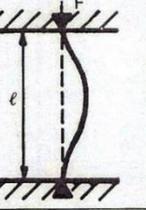
F.S = factor de seguridad

E= módulo de rigidez del material.

Para la fuerza requerida se obtiene el valor suministrado anteriormente que corresponde a 3024 N, la longitud de pandeo está determinada por las siguientes condiciones:

**Figura 50.**

*Solicitudes del vástago para cilindros hidráulicos según Euler*

	Caso 1	Caso 2 (básico)	Caso 3	Caso 4
	Un extremo libre. Un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado	Dos extremos fijos
Gráfico				
Longitud libre de pandeo	$S = 2 \ell$	$S = \ell$	$S = 0,7 \ell$	$S = \frac{\ell}{2}$

**Nota:** casos de Euler para evitar pandeo. Tomado de: J. Roldan Vilorio, Prontuario De Hidráulica Industrial : Electricidad Aplicada. Australia: Paraninfo, 2001.

Con la aplicación que se debe ejecutar se selecciona este factor de longitud de pandeo, y de acuerdo con las condiciones se indica que el caso 1 mostrado, en la figura 50, correspondiente a un extremo fijo y un extremo libre es el que se acerca al funcionamiento que tendrá el cilindro donde la longitud libre de pandeo es igual a dos veces la longitud del vástago. Para el factor de seguridad nuevamente se tienen algunas restricciones para la selección, en este caso es indispensable conocer la presión de trabajo del sistema para definir el factor de seguridad. De acuerdo con [103] se relaciona un factor de seguridad de acuerdo con la presión de trabajo del sistema; en la tabla 43 se indican estos valores.

**Tabla 43.**

*Factor de seguridad según la presión del sistema*

<b>Factor de seguridad</b>	<b>Presión del sistema (bar)</b>
1,5	P < 100
2,5	100 < P < 200
3,5	P > 250

**Nota:** factos de seguridad según la presión de trabajo.  
Tomado de: J. Roldan Viloría, Prontuario De Hidráulica Industrial: Electricidad Aplicada. Australia: Paraninfo, 2001.

En el caso de estudio se tiene una presión equivalente a 500 psi equivalentes a 35 bar que nos lleva a establecer un factor de seguridad de 1,5 como lo indica el primer intervalo expuesto. De esta forma y desglosando cada uno de los términos es posible obtener un valor sugerido para el tamaño del vástago. Este valor se obtiene en mm y de acuerdo con el cálculo realizado se logra un valor de **11,4 mm** para el vástago del cilindro.

De acuerdo con los datos obtenidos para el vástago se establece un tamaño mínimo normalizado de 12 mm según la tabla 44, a partir de esto se define una relación entre esta dimensión y el diámetro del embolo siendo el resultado de la ecuación 19 en donde se calcula la fuerza de retroceso del cilindro que en este caso es la fuerza requerida (3024 N), despejando de esta ecuación es posible obtener el diámetro del émbolo. Se calcula que este diámetro es de 36,12 mm y normalizado de 40 mm.

**Ecuación 19.**

$$F_r = P * A_a * \eta = P * \frac{\pi}{4} * (\phi_e^2 - \phi_v^2) * \eta$$

Tomado de: J. Roldan Viloría, Prontuario De Hidráulica Industrial: Electricidad Aplicada. Australia: Paraninfo, 2001.

Donde:

$F_r$ : Fuerza de retroceso

$P$ : Presión del sistema a utilizar.

$\eta$  : Eficiencia del sistema, generalmente es 95%.

$A_a$ : Área del anillo

$\Phi_e$ : Diámetro del émbolo

$\Phi_v$ : Diámetro del vástago

**Tabla 44.**

*Diámetros normalizados para vástago y embolo.*

Diámetro de pistones (émbolos) (mm)															
25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400			
Diámetro de los vástagos (mm)															
12	16	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280	

**Nota:** dimensiones normalizadas para vástago y émbolo. Tomado de:  
J. Roldan Vilorio, Prontuario De Hidráulica Industrial : Electricidad  
Aplicada. Australia: Paraninfo, 2001.

Con estos cálculos se determina que las dimensiones mínimas para vástago y émbolo son de 12 mm y 40 mm respectivamente, sin embargo, se busca brindar la mayor confiabilidad y establecer un tamaño comercial que se pueda conseguir actualmente en el mercado. Por esta razón, la selección del cilindro está basada en muchas condiciones expuestas por los fabricantes donde combinan la longitud de la carrera, la potencia requerida, los tamaños de los componentes y lo más importante que es la fuerza requerida para ejecutar la acción.

En ese orden de ideas se procede a realizar la búsqueda de cilindros que cumplan con los requerimientos reunidos hasta el momento, llegando hasta el catálogo del fabricante SMC [104] que presenta una amplia gama de productos relacionados con la búsqueda, más exactamente en la sección de cilindros que soportan las condiciones de trabajo expuestas. En la figura 51 se encuentran las especificaciones técnicas para algunos cilindros que cumplen los requerimientos y se muestra a continuación:

**Figura 51.**

*Especificaciones Técnicas de cilindros Hidráulicos*

**Características técnicas**

Modelo		CHSG
Funcionamiento		Doble efecto: vástago simple
Fluido		Fluido hidráulico mineral general
Presión nominal		16 MPa
Presión máxima admisible		20 MPa
Presión de prueba		24 MPa
Presión mín. de trabajo	Con presión en el lado anterior	0.25 MPa
	Con presión en el lado posterior	0.15 MPa
Temperatura ambiente y de fluido	Sin imán	-10 a 80°C
	Con detección magnética	-10 a 60°C
Velocidad del émbolo		8 a 300 mm/s
Amortiguación		Junta de amortiguación
Tolerancia de rosca		JIS 6 g/6 H
Tolerancia de longitud de carrera	100mm o menos	0 a +0,8 mm
	101 a 250 mm	0 a +1,0 mm
	251 a 630 mm	0 a +1,25 mm
	631 a 800 mm	0 a +1,4 mm

**Nota:** especificaciones cilindro hidráulico. Tomado de:

Cilindros hidráulicos. Disponible en:

[https://www.smc.eu/portal\\_ssl/WebContent/local/ES/cilindros\\_hidraulicos/CH\\_cat\\_es.pdf](https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf).

Las especificaciones más importantes que ofrece el fabricante son los del funcionamiento de doble efecto y la presión de funcionamiento requeridos para el avance y retroceso de todo el sistema de la pinza. Además de estos datos también se requiere que el fabricante especifique la carga que los cilindros pueden soportar y las carreras estándar que pueden recorrer en condiciones normales de trabajo. En la figura 52 se pueden evidenciar los esfuerzos máximos que soportan los cilindros.

**Figura 52.**

*Esfuerzos máximos y carreras estándar de los cilindros.*

**Carrera estándar**

Diámetro (mm)	Carrera estándar (mm)
32	25 a 800
40	25 a 800
50	25 a 800
63	25 a 800
80	25 a 800
100	25 a 1000

**Esfuerzo teórico**



Unidad: N

Diámetro (mm)	Tamaño vástago (mm)	Sentido movimiento	Área efectiva (mm <sup>2</sup> )	Presión de trabajo (MPa)			
				3.5	7	10	16
32	18	SALIDA	804	2814	5628	8040	12864
		ENTRADA	549	1922	3843	5490	8784
40	22	SALIDA	1256	4396	8792	12560	20096
		ENTRADA	876	3066	6132	8760	14016
50	28	SALIDA	1963	6871	13741	19630	31408
		ENTRADA	1347	4715	9429	13470	21552
63	36	SALIDA	3117	10910	21819	31170	49872
		ENTRADA	2099	7346	14693	20990	33584
80	45	SALIDA	5026	17591	35182	50260	80416
		ENTRADA	3436	12026	24052	34360	54976
100	56	SALIDA	7853	27486	54971	78530	125648
		ENTRADA	5390	18865	37730	53900	86240

Esfuerzo teórico (N) = Presión (MPa) x Área del émbolo (mm<sup>2</sup>)

**Nota:** características del cilindro hidráulico seleccionado.

Tomado de: Cilindros hidráulicos . Disponible en:

[https://www.smc.eu/portal\\_ssl/WebContent/local/ES/cilindros\\_hidraulicos/CH\\_cat\\_es.pdf](https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf).

Con el fin de garantizar las condiciones de óptimas de funcionamiento se analiza el factor de carrera estándar suministrada por el fabricante, en este caso todos los tamaños cumplen con este propósito, sin embargo, a la hora de analizar los esfuerzos teóricos que soporta cada uno de los cilindros se encuentra que el diámetro de 40 mm muestra un rendimiento suficiente con una presión de trabajo baja, que permite prolongar la vida útil del cilindro ya que su condición máxima de trabajo no es alcanzada, además de presentar un ahorro en energía para todo el sistema. En la tabla 45 se presenta un resumen de los datos obtenidos para la selección del cilindro hidráulico que suplirá la potencia necesaria al sistema para retirar el adhesivo del marco.

**Tabla 45.**

*Datos del cilindro hidráulico seleccionado.*

Referencia	CHSG (SMC)
Diámetro del émbolo	40 mm
Diámetro del vástago	22 mm
Longitud de la carrera	300 mm
Peso carrera	14 kg

**Nota:** dimensiones del cilindro hidráulico seleccionado.

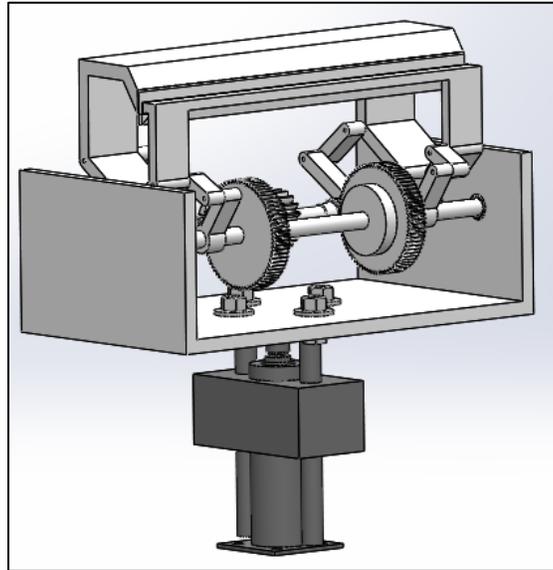
Tomado de: Cilindros hidráulicos . Disponible en:

[https://www.smc.eu/portal\\_ssl/WebContent/local/ES/cilindros\\_hidraulicos/CH\\_cat\\_es.pdf](https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf)

Debido a las condiciones de funcionamiento del cilindro, es necesario establecer un sistema de guías que cumplan con la función de darle estabilidad en su ciclo de trabajo, por lo cual se diseña un accesorio que se ajusta a la camisa del cilindro y unas guías en el acople de conexión con la pinza. En la figura 53 se muestra el acople del cilindro hidráulico a la pinza, en donde se implementa el uso de dos guías que se mueven a través de una camisa para evitar el pandeo del vástago que se pueda generar durante el retroceso de este. De esta forma se finaliza la selección del sistema hidráulico de la máquina dando paso al establecimiento de sistemas mecánicos como una unidad lineal que permitirá realizar el movimiento longitudinal del sistema para retirar el adhesivo a lo largo del panel. Para este cálculo se determinarán unos nuevos requerimientos teniendo en cuenta el tamaño del cilindro seleccionado y el peso correspondiente. El estudio del mecanismo de piñón cremallera será estudiado en una sección posterior.

**Figura 53.**

*Acople del cilindro hidráulico a la pinza*



**Nota:** esquema acople del sistema hidráulico con la pinza. Realizado en el software Solid Edge

### 4.3. Unidad lineal

Dentro de esta sección se considera la selección tanto de la unidad lineal como del motor, mecanismos que se encargaran de transmitir la energía necesaria para realizar los movimientos correspondientes que requiere la máquina, en primera instancia cabe destacar que los engranajes diseñados se incluyeron en la sección 4.1.2. debido a que se ha definido la pinza como un conjunto de sistemas, por lo cual no se tiene en cuenta para la descripción de esta sección.

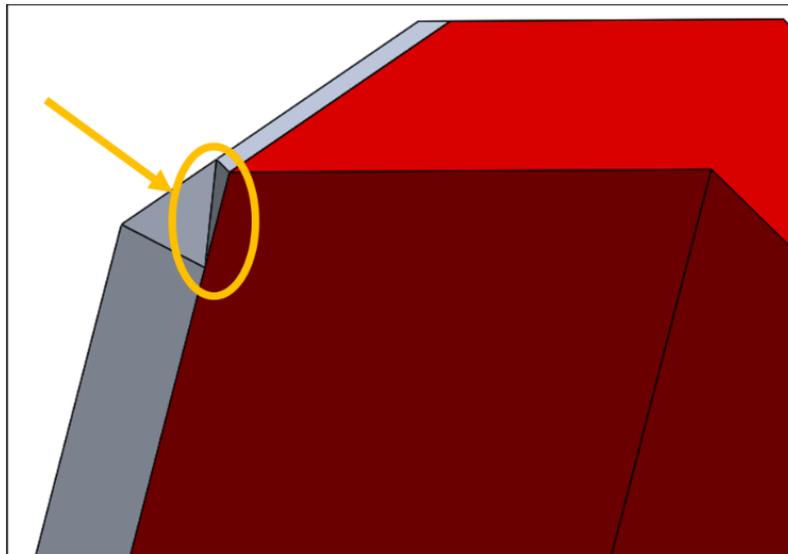
El uso de un sistema de estas características permite retirar el adhesivo en su totalidad para obtener el marco del panel solar como se ha detallado en la sección 3.4.4 para realizar dicha acción el mecanismo de la garra deberá ejecutar un movimiento longitudinal a través de todo el panel por medio de sus cuchillas, es allí donde entra en funcionamiento el sistema de unidad lineal que tendrá la tarea de impulsar al conjunto de

pinza y cilindro hidráulico a lo largo del panel solar. Para lograr esta tarea es necesario identificar la carga que se debe mover con este sistema.

Para la selección de las condiciones que requiere la unidad lineal es necesario tener en cuenta la longitud que deberá recorrer todo el conjunto, teniendo en cuenta la carga que debe soportar la unidad. Esta carga se puede estimar asociando los pesos de la pinza y el cilindro hidráulico. A través del software Solid Edge [63] se pueden determinar las propiedades físicas de los componentes. Existe otro tipo de carga que debe incluirse en el análisis para la estimación de los requerimientos de diseño y es la de la carga lateral que debe ejercer la pinza para retirar el adhesivo del marco de aluminio, esta carga se determina mediante el área correspondiente al ancho de la cinta y la longitud de la aleta lateral de la pinza. En la figura 54 se puede apreciar la aleta lateral que poseen las garras para ejecutar la acción mencionada.

**Figura 54.**

*Aleta lateral de la garra*



**Nota:** esquema aleta lateral de la garra. Realizado en el software Solid Edge.

El área de trabajo lateral para retirar el marco de aluminio tiene una longitud determinada de 7,5 mm medida a través del software Solid Edge [63], que se tiene en cuenta para establecer la carga que requiere el sistema. Acompañado de la longitud de

la aleta se debe considerar la medida de ancho de la cinta adhesiva con el fin de obtener el valor total del área de contacto. De esta manera se puede determinar la fuerza lateral requerida por medio de la ecuación 20.

**Ecuación 20.**

*Fuerza lateral Requerida.*

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

$\sigma$ : Resistencia a la Cizalla

F: Fuerza lateral de contacto

A: Área de contacto.

De esta ecuación se requiere despejar la fuerza, por lo que reorganizándola quedará de la siguiente manera:

**Ecuación 21.**

$$F = \sigma \cdot A$$

La resistencia a la cizalla del material se ha listado en la tabla 15 con un valor de 0,48 MPa para la referencia de cinta adhesiva con mejores prestaciones del mercado. Obteniendo los datos de resistencia a la cizalla y el área de contacto es posible determinar el valor de la fuerza para una de las caras del adhesivo, y para determinar el valor total se debe multiplicar por las dos caras de contacto que tiene la cinta a lo largo del panel solar.

Todos los datos correspondientes a los requerimientos solicitados por el sistema para realizar la tarea se han listado en la tabla 46, allí se incluyen las cargas ejercidas por el cilindro hidráulico y el conjunto de la pinza obteniendo una carga total requerida que debe ser movida por la unidad lineal.

**Tabla 46.**

*Requerimientos del sistema para la unidad lineal.*

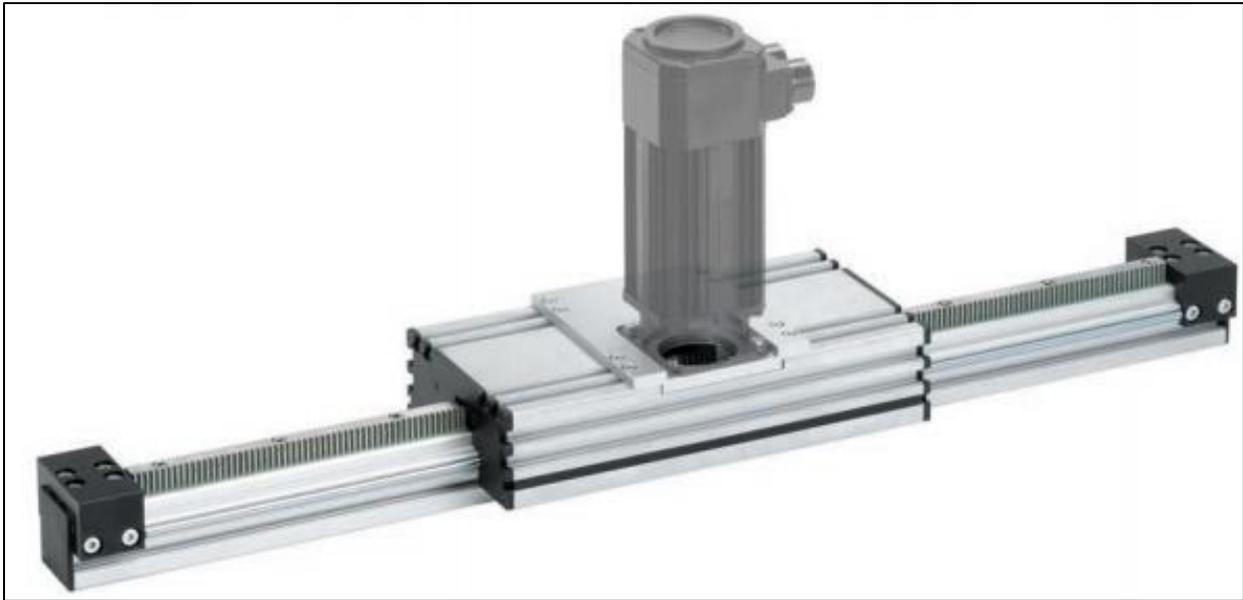
<b>Concepto</b>	<b>Carga (N)</b>
<b>Carga del conjunto de la pinza</b>	108,76
<b>Carga del cilindro hidráulico</b>	137,34
<b>Carga lateral de adhesivo</b>	50,4
<b>Carga total</b>	296,5

**Nota:** especificaciones para la selección de la unidad lineal.

Para la selección de la unidad lineal se toman como datos de entrada la carga total y la distancia requerida para completar el movimiento, el dato de fuerza ya se ha obtenido previamente y se ha establecido una distancia a recorrer de 2000 mm para los paneles de 72 celdas. De esta manera se procede a realizar la búsqueda de la unidad que mejor se adapte a los requerimientos propuestos por los diseñadores, encontrando la referencia de la figura 55 [105].

## Figura 55.

### *Unidad lineal Rose Krieger*

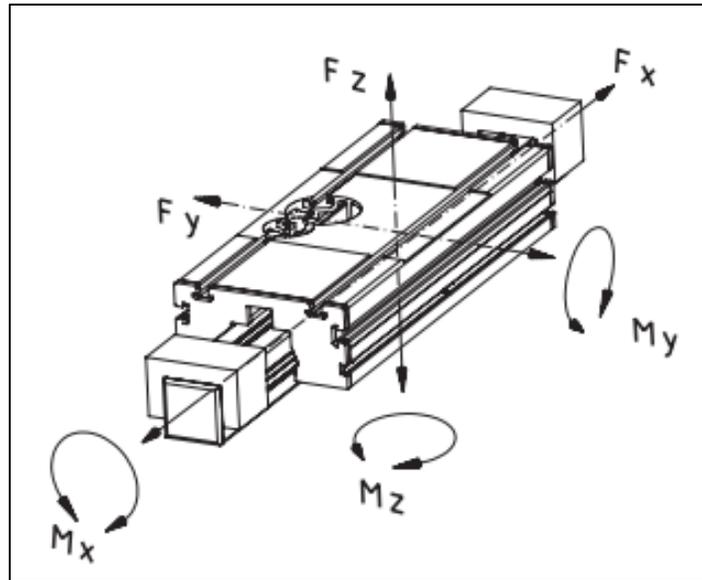


**Nota:** esquema unidad lineal. Tomado de: *Catálogo de uniones lineales*. Disponible en: [https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt\\_sqzst\\_en.pdf](https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt_sqzst_en.pdf)

Realizando una comparación de los requerimientos del sistema y las especificaciones de la referencia seleccionada del catálogo se encuentra que esta cumple con las exigencias establecidas para el adecuado funcionamiento del conjunto (ver figura 56 y tabla 47). La sujeción de esta unidad lineal seleccionada se hace mediante platinas de las medidas sugeridas por el fabricante y que pueden detallar en la ficha técnica de la unidad lineal [105], de manera que la unidad lineal permanezca fija durante las jornadas de operación. Cabe destacar que la fuerza axial que soporta la unidad lineal es mayor respecto de la carga lateral requerida para retirar el adhesivo del panel solar.

**Figura 56.**

*Datos de carga máxima que soporta la unidad lineal*



**Nota:** designación de las cargas soportadas por la unidad lineal. Tomado de: *Catálogo de uniones lineales*. Disponible en: [https://www.rk-rosekrieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt\\_sqzst\\_en.pdf](https://www.rk-rosekrieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt_sqzst_en.pdf)

**Tabla 47.**

*Datos de carga máxima que soporta la unidad lineal*

Fuerza en x ( $F_x$ )	1132 N
Fuerza en y ( $F_y$ )	2550 N
Fuerza en z ( $F_z$ )	2550 N
Peso	27,97 kg

**Nota:** cargas soportadas por la unidad lineal. Tomado de: *Catálogo de uniones lineales*. Disponible en: [https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt\\_sqzst\\_en.pdf](https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt_sqzst_en.pdf)

Para la selección del motor se tiene en cuenta la potencia que este requiere, asumiendo una velocidad de avance de la unidad de 0,10 m/s y considerando la carga que esta soporta reportada en la tabla 46, se obtiene que la potencia requerida es de 29,65 W. El catálogo de Rose Krieger sugiere emplear un motor de la referencia RK-AC 240 [106], (ver figura 57) el cual tiene una potencia y torque máximos de 0,83 kW y 11 Nm respectivamente.

**Ecuación 22.**

$$P = Fv = 296,5 \text{ N} * 0,10 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 29,65 \text{ W}$$

Donde:

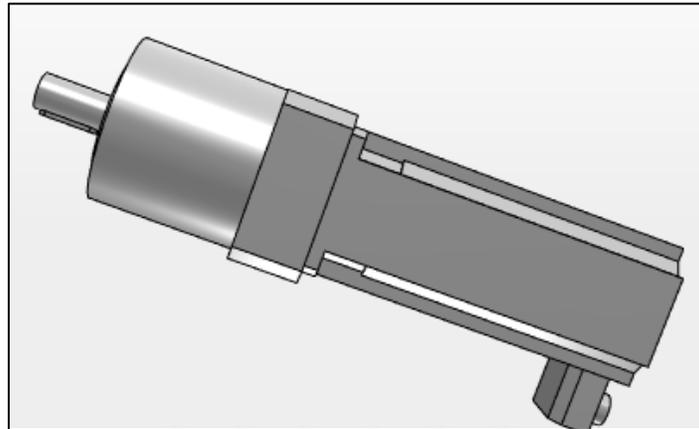
P: Potencia requerida

F: Fuerza

v: Velocidad

**Figura 57.**

*Servomotor de la referencia RK-AC 240*

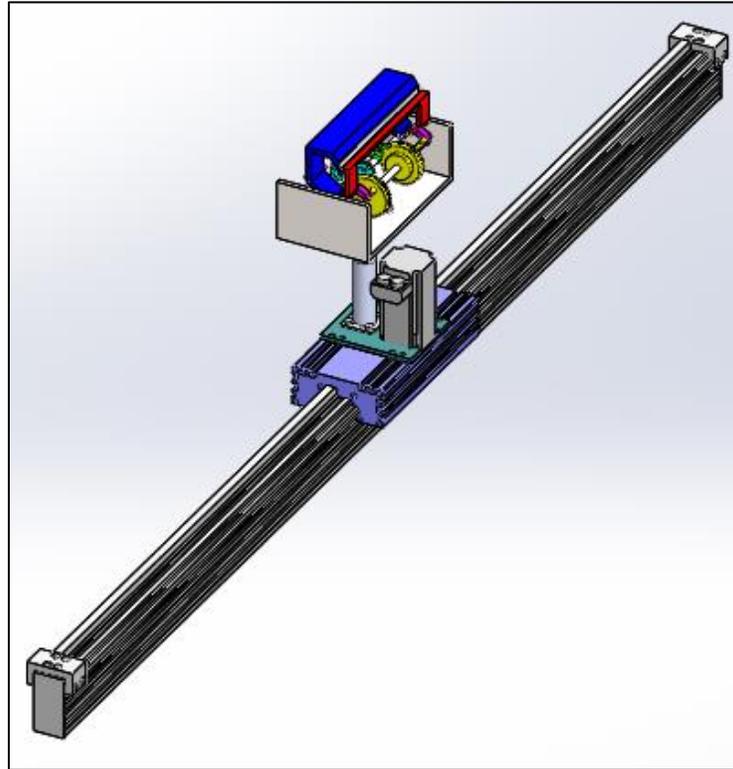


**Nota:** esquema servomotor. Tomado de: Servomotores . Disponible en: [https://rose-krieger.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/rk-ac-servomotoren-rk-rose-krieger?info=rose\\_krieger%2Flinearkomponenten%2Flineareinheiten%2Fstruktur\\_kenner\\_motoren%2Fmotoren%2Fmotoren\\_servo%2Frk\\_ac\\_servomotor\\_assytable.prj&cwid=0072](https://rose-krieger.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/rk-ac-servomotoren-rk-rose-krieger?info=rose_krieger%2Flinearkomponenten%2Flineareinheiten%2Fstruktur_kenner_motoren%2Fmotoren%2Fmotoren_servo%2Frk_ac_servomotor_assytable.prj&cwid=0072).

En la figura 58 se muestra como es la ubicación final de la unidad lineal, la cual se encuentra acoplada al cilindro hidráulico.

**Figura 58.**

*Ensamble unidad lineal*



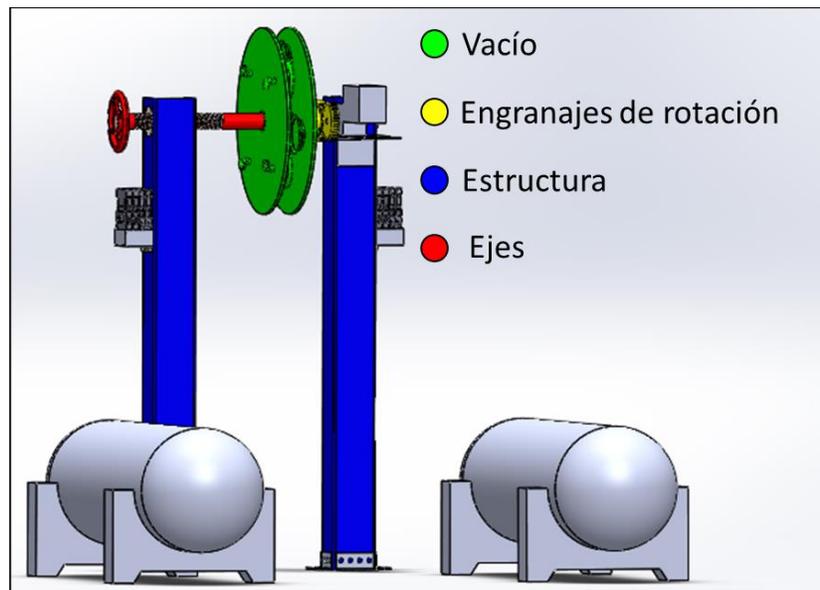
**Nota:** esquema disposición final de la unidad lineal.  
Realizado en el software Solid Edge

#### **4.4. Diseño del sistema de sujeción**

El sistema de sujeción está formado por un sistema de vacío el cual se encarga de mantener fija la posición del panel solar mientras se retira el marco de este, también se tiene un sistema de posicionamiento que se encarga de acercar el sistema de vacío hasta el panel solar; se cuenta con un sistema de rotación el cual se encarga de girar el panel solar una vez se ha quitado una sección del marco, y finalmente se tiene un sistema estructural el cual da soporte a los sistemas anteriores. En la figura 59 se esquematizan estos componentes.

**Figura 59.**

*Sistema de sujeción*



**Nota:** subsistemas del sistema de sujeción. Realizado en el software Solid Edge.

#### **4.4.1. Sistema de vacío**

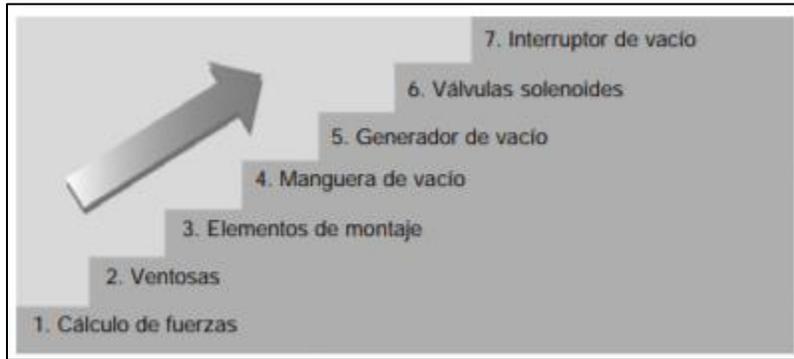
Para el diseño del sistema de vacío se han tenido diversas alternativas que podrían darle solución al componente de fijación del panel solar mediante mecanismos de tipo neumático o hidráulico. Sin embargo, en la gran mayoría de las alternativas analizadas siempre se encontraban inconvenientes técnicos para el montaje y posterior funcionamiento, de manera que se debía utilizar un sistema que garantizara la sujeción adecuada del panel solar tomando en cuenta las restricciones que el diseño de otros elementos de la máquina pudiera suministrar.

El sistema que se ha seleccionado para suplir la necesidad de incorporar un subsistema de sujeción y fijación del panel solar es un sistema de vacío que incluye unas ventosas que garantizarán que no tenga movimiento durante la ejecución de las diferentes acciones en el proceso. En el desarrollo de este se tuvieron que seleccionar los diferentes componentes que integran las conexiones y la generación de presión

negativa. El conjunto de pasos a seguir para un correcto diseño y selección de todo el sistema de vacío se establece a través de la figura 60.

**Figura 60.**

*Pasos para el diseño de un sistema de vacío*



**Nota:** orden para el diseño de un sistema de vacío.

Tomado de: *Ejemplos de cálculo de vacío*. Disponible en:

<http://esperia.es/automatizacion/uploads/2019/01/09->

[Ejemplos-de-calculo-de-vacio.pdf](http://esperia.es/automatizacion/uploads/2019/01/09-Ejemplos-de-calculo-de-vacio.pdf). [107]

De acuerdo con el método, lo primero que se debe determinar es la fuerza que deberá soportar el sistema de vacío, mediante la cual se podrá realizar la selección de cada uno de los componentes de todo el sistema. Para el cálculo de la fuerza Teórica necesaria se hace uso de la ecuación 23, que relaciona todos los términos para tener en cuenta a determinar el valor correspondiente.

**Ecuación 23**

$$F_{th} = \frac{m * (g + a) * S}{\mu}$$

Donde:

F<sub>th</sub>: Fuerza teórica requerida (N).

m: Masa del objeto a sujetar (Kg).

g: Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

a: Aceleración del sistema de ventosas ( $m/s^2$ ).

S: Factor de seguridad del sistema.

$\mu$ : Coeficiente de fricción del material a sujetar.

Cada uno de los datos de la ecuación 23 se ha determinado de acuerdo con todos los requerimientos necesarios para obtener el valor aproximado. Estos datos se aprecian en la tabla 48 donde es preciso aclarar que la masa del panel solar ya se había especificado en la tabla 12, el factor de seguridad se ha establecido de acuerdo con el rango especificado por los fabricantes cuyo valor mínimo puede ser de 1,5 [107] siempre y cuando no se vean involucradas personas durante la operación. El coeficiente de fricción se establece de acuerdo con el material del que está compuesto el panel en la posición donde se realiza la sujeción; en este caso la sujeción se realizará sobre el vidrio con un coeficiente de fricción estático de 0,9 [108].

**Tabla 48.**

*Datos para el cálculo de la fuerza teórica.*

Concepto	Valor
Masa combinada	338 kg
Aceleración de la gravedad	9,81 $m/s^2$
Factor de seguridad	1,5
Coeficiente de fricción	0,9
Fuerza teórica	5530 N
Número de ventosas propuesto	8
Fuerza requerida para cada ventosa	691 N

**Nota:** requerimientos para la selección de ventosas.

El valor de la fuerza teórica obtenido es de 5530 N que sirve como dato de entrada para el cálculo de todo el sistema, es decir, el diseño debe cumplir como mínimo con este valor de fuerza por medio de un número determinado de ventosas.

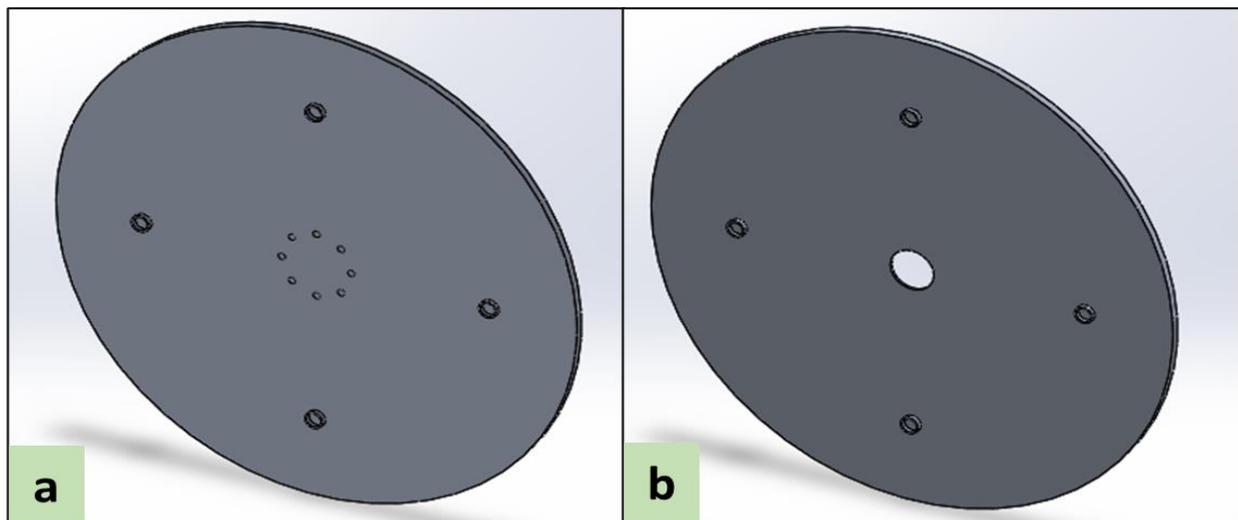
- **Ventosas**

Uno de los componentes más importantes en el sistema de sujeción hace referencia a las ventosas, encargadas de suministrar la conexión entre el sistema de vacío y el panel solar para garantizar una apropiada sujeción en cuanto a fuerza y posicionamiento requeridas para la operación de los demás componentes. Existen diversos tipos de ventosa en el mercado que se describen por medio de la aplicación que se le quiera dar al sistema. El tipo de ventosa plana es el seleccionado para la aplicación solicitada por el diseño ya que se debe garantizar una adecuada sujeción sobre una superficie como es la del vidrio.

La cantidad de ventosas está relacionada con la disposición que se le quiera dar a la sujeción, ya sea mediante una matriz de tipo circular o una de tipo cuadrada que a su vez permitirá determinar el número y la capacidad de carga que estas pueden soportar. En el caso puntual del diseño se propone que la distribución sea de tipo circular con un número de 4 ventosas en cada una de las matrices para un total de 8 ventosas en todo el sistema. En la figura 61 se puede apreciar la distribución de una forma explícita.

**Figura 61.**

*Matriz circular de ventosas*



**Nota:** realizado en el software Solid Edge. Figura 61.a. Matriz acoplada al sistema de rotación. Figura 61.b. Matriz acoplada al eje roscado.

Una vez se ha determinado la distribución y la cantidad de ventosas requeridas para suplir el requerimiento de diseño se procede a seleccionar la referencia específica de ventosa por medio del catálogo de fabricante [109]. Se debe buscar la ventosa mediante la fuerza teórica mínima requerida para cada una de ellas y garantizar que la presión de vacío se pueda lograr de manera confiable. En la figura 62 se aprecia la selección realizada.

**Figura 62.**

*Catálogo Festo para ventosas.*



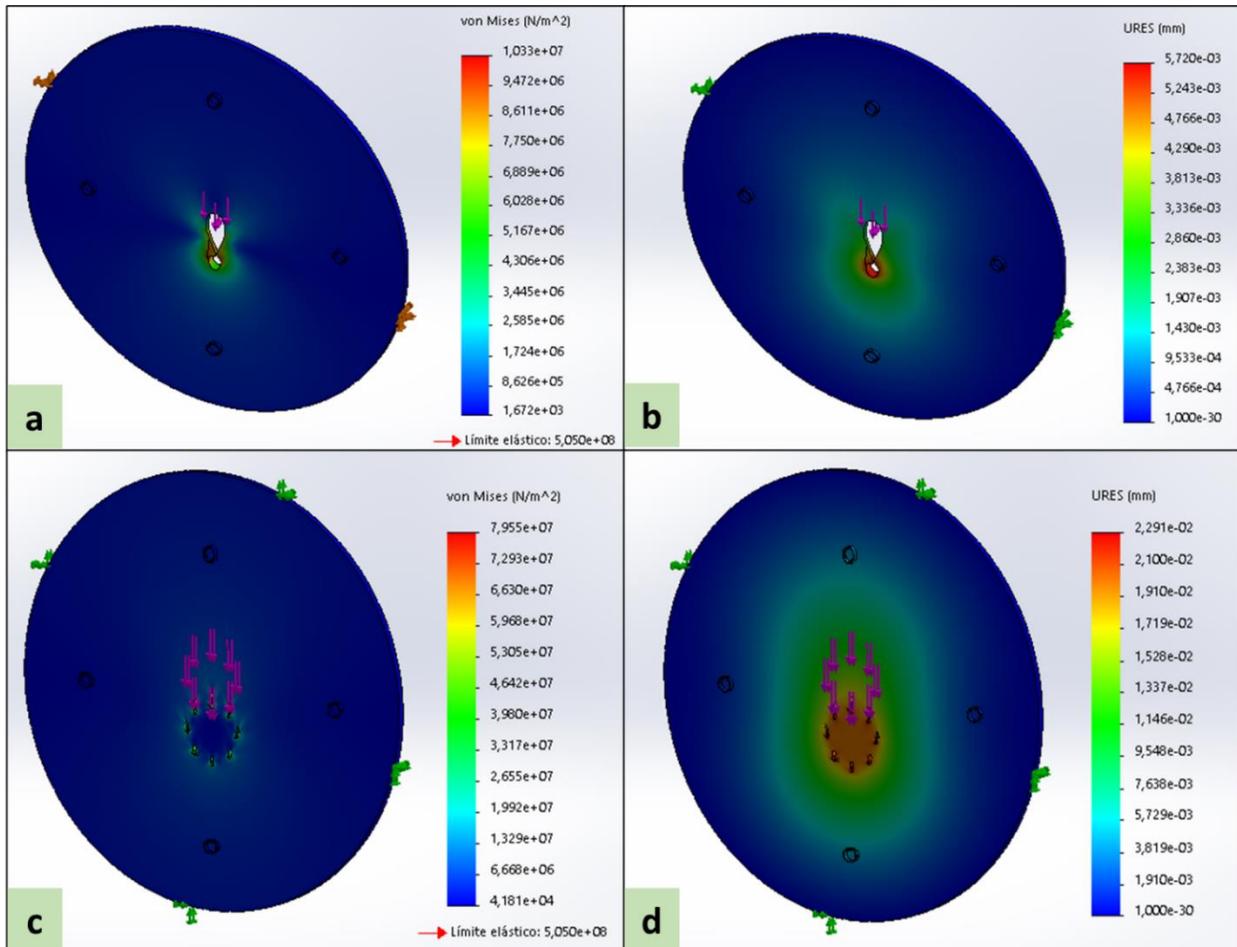
Datos técnicos generales										
Diámetro de la ventosa [mm]	8	10	15	30	40	55	75	100	125	
Conexión de vacío	M5	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$
Posición de la conexión	Arriba									
Diámetro nominal [mm]	2	2	3	3	4	4	4	4	4	7
Forma de la ventosa	Redonda, plana									
Tipo de fijación	Mediante conexión de vacío									
Posición de montaje	Indistinta									
Presión nominal de funcionamiento [bar]	-0,7									
Fuerza de sujeción con presión nominal -0,7 bar [N]	SI: 2,6 PUR: 2,8	SI: 3,7 PUR: 4	8,5	SI: 31 PUR: 34	SI: 58 PUR: 60	110	SI: 245 PUR: 250	SI: 464 PUR: 450	SI: 700 PUR: 570	
Volumen de las ventosas [cm <sup>3</sup> ]	0,095	0,12	0,328	1,29	3,47	8,01	18,3	33,5	79,1	
Compensación de altura [mm]	0,9	1,1	1,2	1,9	3	3,5	3,5	3,5	3,5	6

**Nota:** características de las ventosas seleccionadas. Tomado de: *Ventosas VAS/VASB*. Disponible en: [https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb/data/doc\\_ES/PDF/ES/VAS\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/VAS_ES.PDF).

Se realiza la simulación de la carga soportada por la matriz de ventosas, verificando el comportamiento del agujero para el rodamiento en el caso de la figura 61.b y los agujeros para los tornillos en el caso de la figura 61.a, en este caso se emplea el criterio de aplastamiento para comprobar que la matriz no falla en esos puntos. En la figura 63 se muestran los resultados obtenidos para esfuerzos y desplazamientos.

**Figura 63.**

*Análisis de esfuerzos y deformaciones para la matriz de ventosas.*



**Nota:** realizado en el software Solid Edge. Figura 63.a. Análisis de esfuerzos para la matriz acoplada al eje roscado. Figura 63.b. Desplazamientos para la matriz acoplada al eje roscado. Figura 63.c. Análisis de esfuerzos para la matriz acoplada al sistema de rotación. Figura 63.d. Desplazamientos para la matriz acoplada al sistema de rotación.

El primer análisis se realiza a la matriz acoplada al eje roscado, encontrando que el esfuerzo producido en el agujero no supera el límite elástico obteniendo (figura 63.a) un factor de seguridad de 48,8. Este esfuerzo tan bajo que se presenta se ve reflejado en el desplazamiento de la magnitud de centésimas de milímetro (figura 63.b). En el caso de la matriz acoplada al sistema de rotación se evidencia un esfuerzo mayor que en el caso anterior (figura 63.c), sin embargo, se tiene un factor de seguridad de 6,35 lo cual indica

que tampoco se presenta falla al aplicar la carga que va a soportar. En cuanto a los desplazamientos, se mantienen por debajo de 1 mm (figura 63.d).

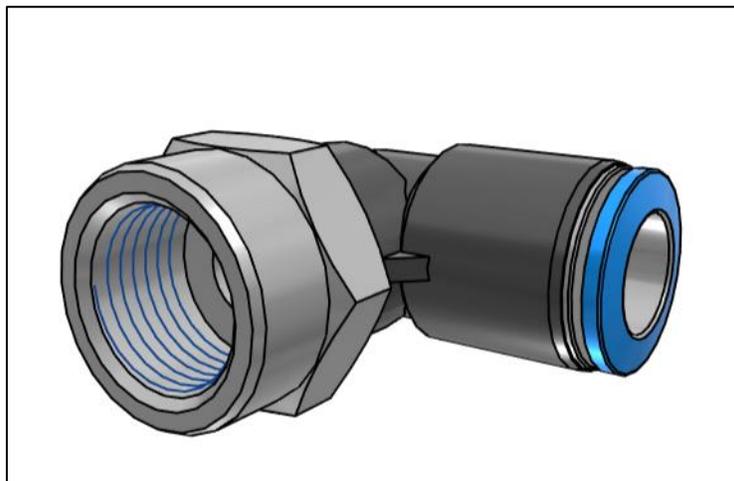
- **Racores y Mangueras de conexión**

Después de seleccionar la referencia de la ventosa se debe identificar el tipo de conexión de la ventosa con el generador de vacío, la cual como se evidencia en la figura 64 es una G 3/8" Hembra que permita acoplar la ventosa y la matriz por medio de un racor de conexión.

Se realiza la búsqueda del racor por medio de algunos fabricantes para encontrar la pieza que cumpla con las características mencionadas. Esta pieza se relaciona por medio de la figura 64, donde se aprecia la referencia seleccionada y la marca de distribución de la cual se obtiene el racor. La referencia escogida por medio del catálogo es la #153280 de la marca Festo [110].

**Figura 64.**

*Vista CAD del racor.*



**Nota:** esquema racor. Tomado de: *Racores rápidos roscados* QS. Disponible en: [https://www.festo.com/cat/es-co\\_co/data/doc\\_es/PDF/ES/QS\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/PDF/ES/QS_ES.PDF).

Luego de seleccionar la ventosa y la conexión roscada que se requiere se procede a determinar el diámetro de las mangueras que permitirán realizar el empalme entre los racores y el generador de vacío, para lo cual se debe especificar el diámetro de conexión neumática del racor y del generador de vacío correspondiente. Lo que se busca es que las conexiones tanto del generador como del racor de la ventosa tengan el mismo diámetro para acoplar las mangueras.

Por consiguiente, es necesario normalizar las mangueras con un diámetro de 10 mm para todas las conexiones en el sistema de vacío, culminando así la selección de los elementos de montaje y acople necesarios para garantizar la correcta operación del sistema.

- **Generador de vacío**

El generador de vacío es un componente de vital importancia para el funcionamiento de un sistema de estas características por lo que se debe seleccionar minuciosamente cada una de sus prestaciones teniendo en cuenta la superficie de aspiración de la ventosa, el consumo que tiene cada una de ellas y el diámetro de las mangueras. De esta manera es posible dimensionar el tamaño y capacidad de aspiración que deberá suplir cada uno de los generadores para garantizar que las ventosas tengan la fuerza de sujeción suficiente.

Así mismo es necesario determinar el consumo de aire para el generador que se desea seleccionar ya que este aspecto definirá el tamaño del siguiente componente del sistema que es el compresor; este consumo es importante para tener una confiabilidad de la generación en el momento de la operación debido a que las ventosas dependen de la continuidad del vacío en el funcionamiento de este dispositivo.

En el mercado existen diferentes fabricantes para los generadores, además de ello cada uno ofrece una gama extensa de productos, tanto para unidades como para bloques de generadores entre los que se destacan Festo y Schmalz; que ofrecen la mayor cantidad de referencias de acuerdo con las necesidades que se requieran para el sistema. En este orden de ideas se ha determinado que lo ideal sería que el eyector que

sea seleccionado cuente con unas características de operación que pueden apreciarse en la tabla 49.

**Tabla 49.**

*Datos de entrada para la selección del generador de vacío*

Consumo de aire de una ventosa	17,5 L/min
Conexión neumática	G 3/8"
Diámetro de manguera de conexión	10 mm
Presión de vacío	0,7 bar

**Nota:** requerimientos para la selección del generador de vacío.

Todos los datos fueron estimados anteriormente, excepto el consumo de aire de la ventosa el cual se precisa mediante el catálogo del fabricante, que establece un rango de manejo para el valor del consumo dependiendo del diámetro de succión de la ventosa y puede determinarse a través de la tabla 50 [111]. El valor calculado se obtiene al realizar una interpolación entre los valores de 120 mm y 215 mm lo que arrojará el valor exacto de consumo para una ventosa con diámetro de 125 mm.

**Tabla 50.**

*Consumo de aire de ventosas.*

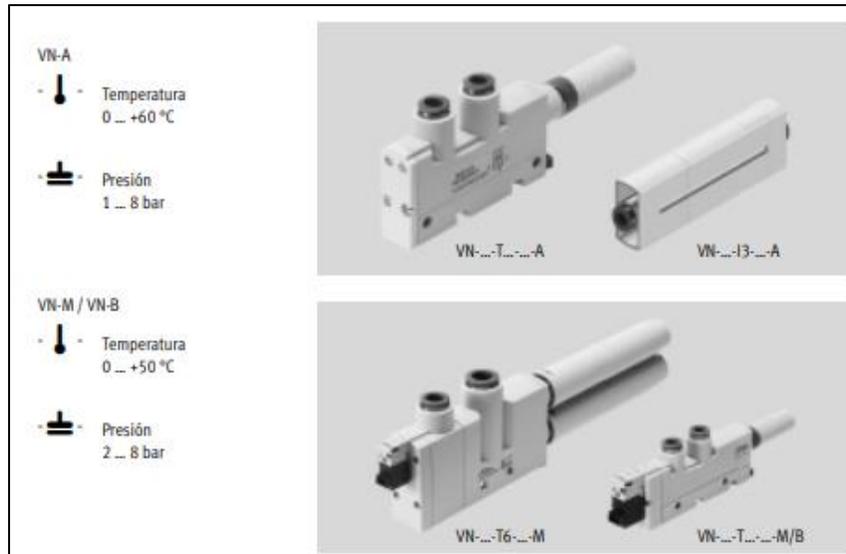
<b>Ø de ventosa</b>	<b>Capacidad de aspiración <math>V_s</math></b>	
Hasta de 60 mm	0,5 m <sup>3</sup> /h	8,3 l/min
Hasta de 120 mm	1,0 m <sup>3</sup> /h	16,6 l/min
Hasta de 215 mm	2,0 m <sup>3</sup> /h	33,3 l/min
Hasta de 450 mm	4,0 m <sup>3</sup> /h	66,6 l/min

**Nota:** características del consumo de aire de las ventosas. Tomado de: J. Cayancela and E. Colcha, "Diseño Y Construcción De Un Módulo De Automatización Del Proceso De Ensamblaje Usando Ventosa Neumática, Controlado Con Plc Y Pantalla Táctil Para La Facultad De Mecánica De La Epoch ." , ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, 2015.

Con los datos listados en la tabla 50 es posible entrar a seleccionar una referencia apropiada que cuente con la capacidad de generar un vacío de 0,7 bar de manera confiable, en cualquiera de los dos proveedores disponibles en el mercado. Para el caso particular de este diseño se ha seleccionado la referencia VN-30-L-T6-PI5-VI6-RO2 del fabricante FESTO [112], en donde se establece que con dos dispositivos de estos es suficiente para asegurar el vacío que requieren las 8 ventosas. Los datos del eyector compacto se pueden apreciar de manera detallada mediante la figura 65.

**Figura 65.**

*Ficha técnica de eyector FESTO.*



**Nota:** esquema eyector. Tomado de: *Toberas de aspiración* .

Disponible en: [https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb/data/doc\\_ES/PDF/ES/VN\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/VN_ES.PDF).

El dato que se tiene en cuenta para realizar el siguiente paso que determinará el tamaño del compresor que debe seleccionarse, es el del consumo de aire que tiene cada uno de los eyectores escogidos. Además de ello, como se aprecia en la ficha del producto puede producir una presión de vacío máxima de 0,7 bar que garantiza alta fiabilidad en la operación. Cabe destacar que para un grupo de cuatro ventosas se utilizará un eyector de este tipo debido al consumo de aire que tiene cada una de ellas. Posteriormente se procede a realizar la selección del último componente del sistema que permitirá suministrar el aire comprimido a los eyectores.

- **Compresor**

El compresor suministra el aire comprimido por medio de un sistema de tanque y motor, con el propósito de suplir la necesidad de aire requerida por los eyectores. Por consiguiente, es importante destacar que la presión de operación máxima que tendrá el compresor será de 6 bar y la capacidad de aspiración requerida es de 940 L/min. Con estas dos condiciones se procede a realizar la búsqueda de proveedores que ofrezcan

un compresor con unas características iguales o superiores a las requeridas por los eyectores.

La búsqueda realizada permitió determinar que las capacidades de aspiración máxima que ofrecen los fabricantes llegan hasta los 1200 L/min a una presión de 11 bar, sin embargo, el uso de dos compresores de menor capacidad de aspiración disminuye el costo de adquisición de estos equipos. De acuerdo con lo anterior, se recurre a una solución en la cual se utilicen dos compresores de menor capacidad que serán acondicionados a cada lado de la máquina supliendo el consumo de 4 ventosas. Cada uno de los compresores posee una capacidad de aspiración de 476 L/min que cumple a cabalidad con los requerimientos de operación. La ficha con las dimensiones y otras características de los compresores se pueden apreciar en la figura 66.

**Figura 66.**

*Catálogo de compresores Puska.*

Gama básica - 1 ETAPA																
Código	Modelo	Cabezal	L	bar	HP	KW	rpm	l/min	dB (A)	dB (WA)	Volt.	ancho	largo	alto	Kg	€
4116 0240 71	COMBA 225 R II	NS12	27	10	2	1,5	1075	255	73	93	230/1/50	355	805	630	43	685
4116 0240 72	COMBA 225 R III	NS12	27	10	2	1,5	1075	255	73	93	400/3/50	355	805	630	43	725
4116 0240 73	COMBA 250 R II	NS12	50	10	2	1,5	1075	255	73	93	230/1/50	395	840	710	52	700
4116 0240 74	COMBA 250 R III	NS12	50	10	2	1,5	1075	255	73	93	400/3/50	395	840	710	52	770
4116 0240 75	COMBA 2100 R II	NS12	90	10	2	1,5	1075	255	73	93	230/1/50	485	970	835	63	770
4116 0240 76	COMBA 2100 R III	NS12	90	10	2	1,5	1075	255	73	93	400/3/50	485	970	835	63	865
4116 0240 89	COMBA 350 R II	NS12S	50	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	395	840	710	52	770
4116 0240 90	COMBA 350 R III	NS12S	50	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	395	840	710	52	815
4116 0240 91	COMBA 3100 R II	NS12S	90	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	485	970	835	63	815
4116 0240 92	COMBA 3100 R III	NS12S	90	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	485	970	835	63	900
4116 0240 87	COMBA 3200 II	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	440	1400	860	97	1.000
4116 0240 88	COMBA 3200 III	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	440	1400	860	97	1.040
4116 0240 93	COMBA 3200 R II	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	560	1400	930	97	1.085
4116 0240 94	COMBA 3200 R III	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	560	1400	930	97	1.115
4116 0241 03	COMBA 4200 R	NS19S	200	11	4	3	1400	476	76	96	400/3/50	560	1400	990	102	1.400
4116 0241 04	COMBA 4300	NS19S	270	11	4	3	1400	476	76	96	400/3/50	500	1490	970	113	1.400

R: Incluye ruedas

**Nota:** características compresor. Tomado de: Catálogo Puska. Disponible en: <https://www.puska.com/content/dam/brands/Puska/catalogos/Catalogo-Tarifa-PUSKA-2018.pdf>. [113]

Como la presión de trabajo del compresor será de 7 bar y no de 11 bar se espera que el vacío demore un poco más, por lo cual se recomienda que el sistema de control tenga en cuenta este tiempo adicional que requerirá el sistema para garantizar la sujeción del panel.

#### **4.4.2. Rotación del sistema de vacío**

Como se considera en la figura 59, se requiere de un sistema de rotación para la matriz de ventosas. Para dar solución a esto, se propone un par de engranajes, en donde se define que la carga tangencial que deben soportar corresponde al peso de la matriz de ventosas junto con el peso del panel solar. En la tabla 51 se detalla cada una de las cargas requeridas, sumando un total de 274,68 N. como criterio de los diseñadores se establece que la rotación de 90° se realiza en 2 segundos, obteniendo una velocidad angular de 1,57 rad/s. A partir de estos datos se precisa el torque y la potencia requerida para mover el mecanismo. Con estas especificaciones se procede con la búsqueda de un motor que cumpla con la necesidad, encontrando el servomotor de la marca Siemens S.08-LAI63M6 [114] identificando que la relación de transmisión es de 1,05. En la tabla 52 se caracteriza el par de engranajes seleccionado, partiendo de un módulo de 3 mm y en la figura 67 se muestra un esquema de este par.

**Tabla 51.***Requerimientos para el diseño*

<b>Peso panel solar</b>	196,2 N
<b>Peso matriz de ventosas</b>	78,48 N
<b>Carga tangencial</b>	274,68 N
<b>Velocidad angular</b>	1,57 rad/s
	14,99 rpm
<b>Torque requerido</b>	8,2 Nm
<b>Potencia requerida</b>	12,94 W
<b>Potencia máxima del motor</b>	90 W
<b>Torque máximo del motor</b>	29,9 Nm
<b>Velocidad angular del motor</b>	14,2 rpm
<b>Relación de transmisión</b>	1,05
<b>Ángulo de presión</b>	20°
<b>Carga radial</b>	99,97 N

**Nota:** las ecuaciones fueron tomadas del libro R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley*. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008. p 677.

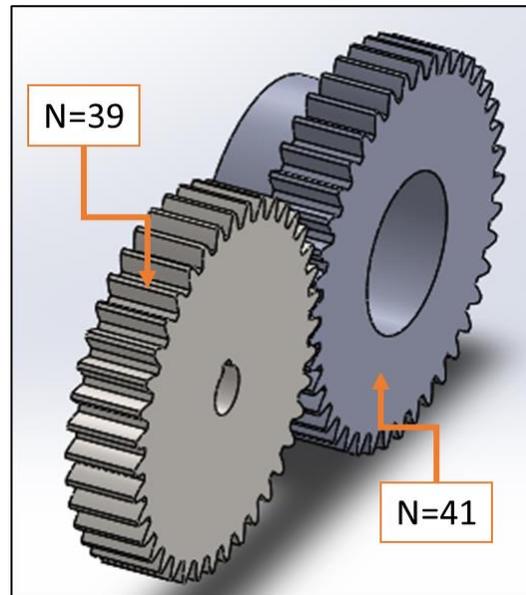
**Tabla 52.***Caracterización de los engranajes rectos*

	<b>Piñón</b>	<b>Engrane</b>
<b>Número de dientes</b>	39	41
<b>Módulo (mm)</b>	3	3
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	117	123
<b>Espesor del diente (mm)</b>	4,712	4,712
<b>Addendum (mm)</b>	3	3
<b>Dedendum (mm)</b>	3,50	3,50
<b>Altura del diente (mm)</b>	6,50	6,50
<b>Paso diametral (mm)</b>	9,42	9,42
<b>Ancho de cara (mm)</b>	24	24

**Nota:** las ecuaciones fueron tomadas del libro R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley*. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008. p 677.

**Figura 67.**

*Esquema par de engranajes 39-41*



**Nota:** ilustración par de engranajes.  
Realizado en el software Solid Edge

Luego de realizar el diseño del par de engranajes, se evalúan los esfuerzos a flexión y superficial sobre los dientes de los engranajes para verificar que soportan la carga que transmiten. En la tabla 53 se reportan los resultados de este cálculo siguiendo la norma AGMA, resaltando los factores de seguridad obtenidos, de 8,14 y 3,6 para esfuerzo a flexión y superficial respectivamente. De este análisis se concluye que la selección de este par de engranajes cumple con requerimientos.

**Tabla 53.**

*Resultados análisis de esfuerzos sobre el par de engranajes de rotación del sistema de vacío*

Esfuerzo a flexión	$\sigma_b$	20,88 MPa
Resistencia a la fatiga por flexión	$S_{fb}$	170 MPa
Factor de seguridad a flexión	$FS_b$	8,14
Esfuerzo superficial	$\sigma_c$	310,94 MPa
Resistencia a la fatiga superficial	$S_{fc}$	590 MPa
Factor de seguridad superficial	$FS_c$	3,6

**Nota:** las ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos sobre los dientes de engranajes rectos fueron tomadas del libro R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011

#### **4.4.3. Ejes para el soporte de la matriz de ventosas**

El diseño de los ejes se realiza de la misma manera que en la sección 4.1.3. en donde se supone un diámetro inicial por medio de un análisis de cargas estáticas y posteriormente se realiza una corrección empleando el criterio de cortante máximo y energía de la distorsión [88]. Empleando acero 6150 se obtienen los valores especificados en la tabla 54 para los tres criterios evaluados. Se propone que este eje tenga apoyo en dos puntos, en los extremos de la columna, para lo cual se diseña un eje con cambio de sección que se encuentre dentro del rango establecido para el diámetro.

**Tabla 54.**

*Diámetros calculados para el eje de soporte de la matriz de ventosas*

Diámetro por cargas estáticas (mm)	30,04
Diámetro por cortante máximo (mm)	48,22
Diámetro por energía de la distorsión (mm)	55,20

**Nota:** resultados para el cálculo de diámetro de eje.

**Ecuación 24.**

$$D = \frac{d}{0,95} = \frac{50 \text{ mm}}{0,95} = 52,6 \cong 53 \text{ mm}$$

**Ecuación 25.**

$$r = \frac{D}{10} = \frac{53 \text{ mm}}{10} = 5,3 \text{ mm}$$

Donde:

r: Radio de entalle del cambio de sección

D: Diámetro mayor del eje

d: Diámetro menor del eje

Con el fin de minimizar los concentradores de esfuerzo, se busca que el cambio de sección no sea drástico por lo cual, se procede a seleccionar el diámetro menor en función de los rodamientos. De acuerdo con el catálogo consultado, se tiene que el diámetro interior que se encuentra entre el rango establecido es de 50 mm, por lo que se procede a realizar el análisis de deflexión empleando un eje de 280 mm de longitud con dos secciones de 50 mm y 53 mm con un radio de entalle de 3,15 mm determinado por las relaciones establecidas en las ecuaciones 24 y 25. La carga que debe soportar este eje corresponde a la especificada en la tabla 55, empleando para el diseño una carga aproximada de 3500 N.

**Tabla 55.**

*Cargas soportadas por el eje*

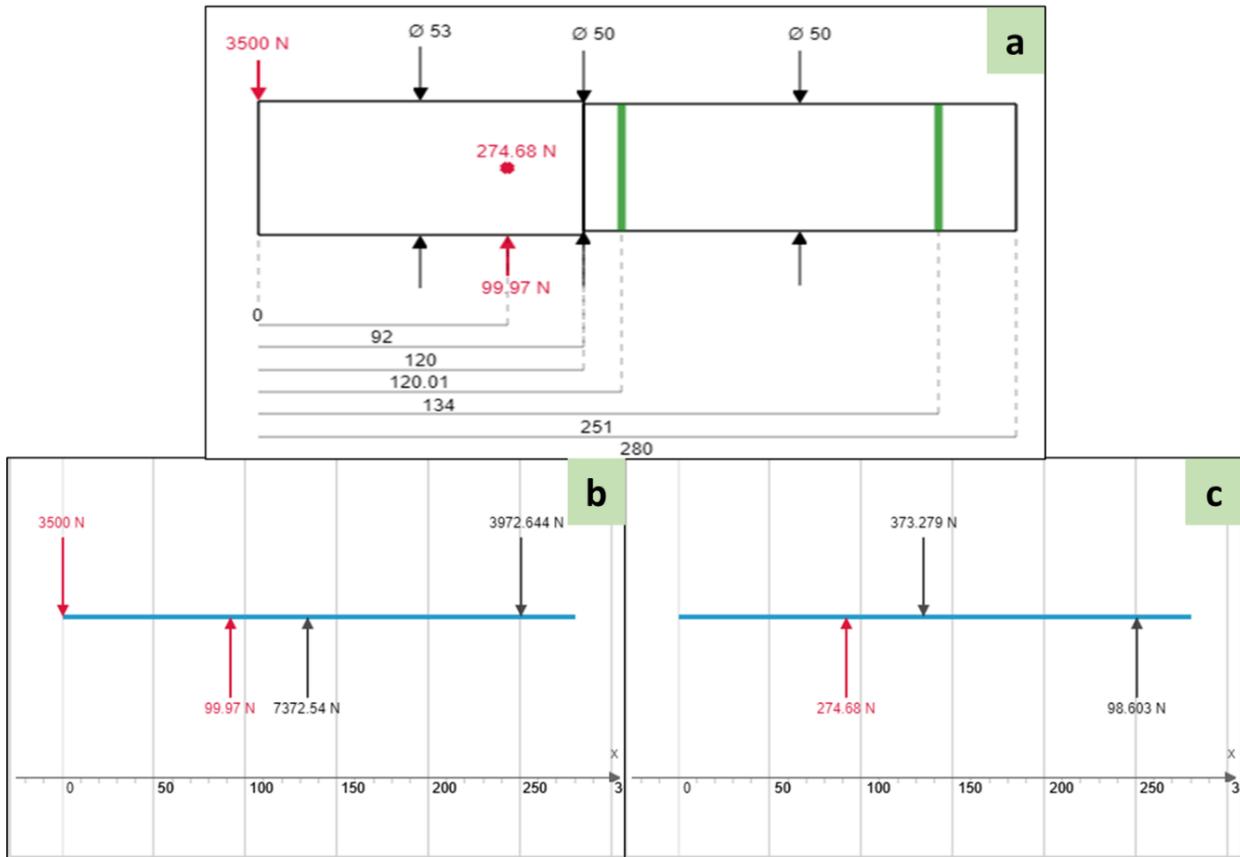
Peso panel solar	196,2 N
Peso sistema de vacío	78,48 N
Fuerza cilindro hidráulico	3200 N
Total	3474,68 N

**Nota:** resultados cargas soportadas por el eje.

En la figura 68 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje, identificando los apoyos correspondientes a rodamientos, la carga debida al sistema de sujeción y la pinza y la carga producida por el par de engranajes que se encargan de la rotación.

**Figura 68.**

*Análisis de cuerpo libre del eje*



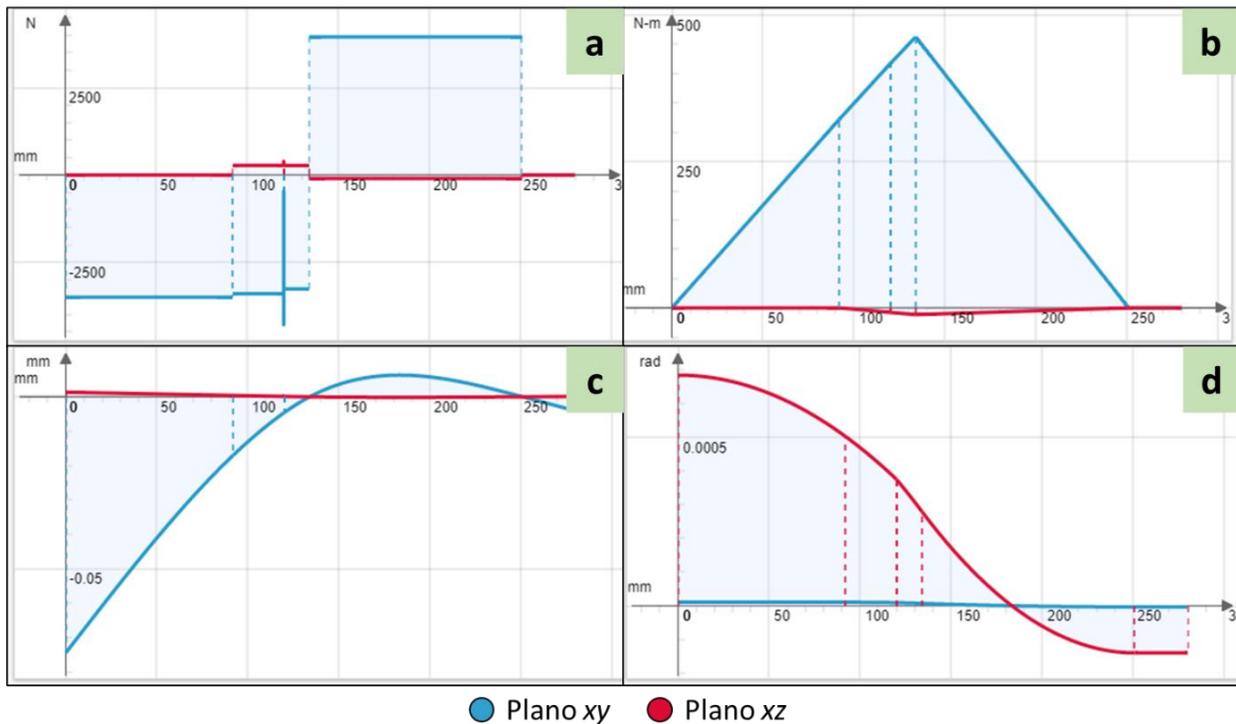
**Nota:** realizado en el software SkyCiv. Figura 68.a. Diagrama de cuerpo libre. Figura 68.b. Reacciones en los apoyos en el plano XY. Figura 68.c. Reacciones en los apoyos en el plano XZ.

De acuerdo con lo encontrado en la figura 68, se obtiene una reacción en los apoyos equivalentes de 7381,9 N y 3973,86 N las cuales son empleadas para la selección de los rodamientos. Según el diámetro interno determinado anteriormente se selecciona el rodamiento de rotulas BS2-2210-2RS/VT143 con una carga dinámica de 107 kN [115] y el rodamiento de bolas W 6210-2RS1 con carga dinámica de 30,2 kN [116] de la marca SKF para los rodamientos ubicados en 134 mm y 251 mm respectivamente según la figura 68.a. Si bien estos rodamientos soportan cargas muy superiores a la establecida, la selección se realiza por las especificaciones del diámetro del eje.

Posteriormente se realiza el análisis estático obteniendo los resultados de la figura 69, en donde se resalta que no se superan los límites de deflexión y ángulo de torsión establecidos por la ASME [91] para el diseño de ejes.

**Figura 69.**

*Diagramas obtenidos del análisis estático del eje*



**Nota:** realizado en el software SkyCiv. Figura 69.a. diagrama de fuerza cortante. Figura 69.b. diagrama de momento flector. Figura 69.c. deflexión. Figura 69.d. ángulo de torsión

Este eje roscado genera el avance manual de la matriz de ventosas, para lo que se propone un volante el cual es diseñado a partir de la carga promedio que puede realizar una persona a la altura del codo que sería de 11 kg [117]. Se determina que la carga que se debe mover corresponde al peso del panel junto con la matriz de ventosas (20 kg) a una distancia que corresponde al radio del eje (25 mm). Con estos datos, se procede a calcular el radio mínimo requerido para el volante, sin embargo, se considera que un volante de este radio no es práctico por su tamaño, por lo que se propone un volante con un diámetro de 20 cm asegurando que cualquier persona sea capaz de realizar este proceso. En la figura 70 se muestra el volante diseñado.

**Ecuación 26.**

$$F_p = 11 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 107,91 \text{ N}$$

**Ecuación 27.**

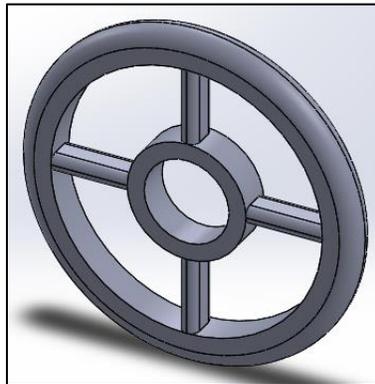
$$F_m = 20 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 196,2 \text{ N}$$

**Ecuación 28.**

$$r = \frac{F_m * r_e}{F_p} = \frac{196,2 \text{ N} * 25 \text{ mm}}{107,91 \text{ N}} = 45,45 \text{ mm}$$

**Figura 70.**

*Volante*



**Nota:** esquema volante.

Realizado en el software

Solid Edge

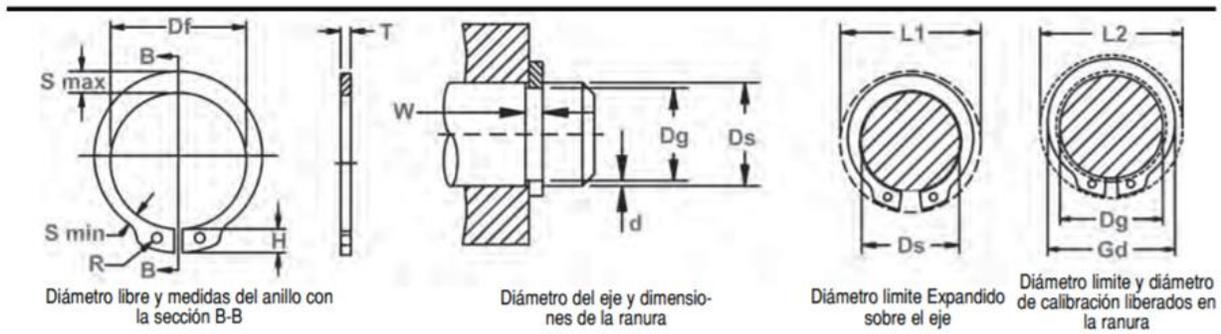
En el proceso de montaje del eje es necesario adaptar un anillo de retención en el extremo libre de este de manera que evite el desplazamiento axial que pueda tener el eje durante la operación. Para el proceso de selección se ha utilizado un catálogo del proveedor Rotorclip [97] que ilustra las diferentes referencias que existen en el mercado.

Para el caso específico se ha utilizado un anillo de retención para ensamblaje exterior con características reforzadas de referencia MSR-50 que se adapta perfectamente a los

requerimientos propuestos. Los datos detallados para el montaje y elaboración de la ranura donde se ubicará el anillo se pueden apreciar mediante la figura 71.

**Figura 71.**

*Anillo de retención seleccionado*



NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE		TAMAÑO DE RANURA						TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO				DIÁM. LÍMITE			CARGA DE EMPUJE (kN)	
			DIÁMETRO		ANCHURA		PROFUNDIDAD		DIÁMETRO LIBRE		ESPESOR***		Peso por 1000 piezas	Ex-pandido sobre el eje	U-berado en la Ranura	Límites de esquinas rectas	
	Ds mm	Ds INCH	Dg	tol	F.I.M.*	W	tol	d	Df	tol	T	tol				kg	L1
MSR-10	10	0.393	9.40		0.05	1.00		0.30	9.20	+0.08	0.9		0.32	15.6	14.8	9.3	2.9
MSR-11	11	0.433	10.30	-0.08	0.05	1.00		0.35	10.00	-0.20	0.9		0.39	16.6	15.8	10.8	3.8
MSR-12	12	0.472	11.30		0.05	1.20		0.35	11.05		1.1		0.63	17.6	16.8	13.7	4.0
MSR-13	13	0.512	12.20		0.05	1.40	+0.15	0.40	11.80		1.3	±0.06	0.72	19.5	18.5	17.6	5.0
MSR-14	14	0.551	13.15		0.05	1.40		0.43	12.80		1.3		0.80	20.5	19.5	18.9	5.8
MSR-15	15	0.591	14.10		0.05	1.40		0.45	13.80		1.3		1.00	22.1	21.1	20.3	6.5
MSR-16	16	0.630	15.00		0.08	1.40		0.50	14.70	+0.13	1.3		1.04	23.2	22.0	21.6	7.7
MSR-17	17	0.669	15.95	-0.10	0.08	1.40		0.53	15.65	-0.25	1.3		1.2	24.2	22.9	23.0	8.7
MSR-18	18	0.708	16.85		0.08	1.75		0.58	16.55		1.6		1.9	26.8	25.5	30.0	10.0
MSR-19	19	0.748	17.80		0.08	2.15		0.60	17.50		2.0		2.5	28.8	27.4	40.0	11.0
MSR-20	20	0.787	18.75		0.08	2.15		0.63	18.45		2.0		2.8	29.8	28.4	42.0	13.1
MSR-22	22	0.866	20.70		0.08	2.15		0.65	20.40		2.0		3.4	31.9	30.4	46.0	13.7
MSR-25	25	0.984	23.50		0.08	2.15		0.75	23.10		2.0		3.5	34.9	33.1	52.0	18.0
MSR-27	27	1.063	25.40		0.10	2.55		0.80	24.85		2.4		5.2	39.0	37.1	67.0	20.8
MSR-28	28	1.102	26.30		0.10	2.55		0.85	25.70		2.4	±0.08	5.6	40.0	38.0	69.0	22.8
MSR-30	30	1.181	28.20	-0.15	0.10	2.55	+0.20	0.90	27.60	+0.25	2.4		6.1	42.0	40.0	74.0	26.0
MSR-32	32	1.260	30.00		0.10	2.55		1.00	29.35	-0.40	2.4		8.8	44.1	41.8	79.0	30.8
MSR-35	35	1.378	32.80		0.10	2.55		1.10	32.20		2.4		8.1	47.1	44.6	87.0	38.0
MSR-38	38	1.496	35.60		0.10	2.95		1.20	35.05		2.8		12.2	53.2	50.5	111.0	44.0
MSR-40	40	1.575	37.50		0.15	2.95		1.25	36.70	+0.35	2.8		14.1	55.2	52.4	116.0	48.0
MSR-45	45	1.772	42.20	-0.20	0.15	2.95		1.40	41.10	-0.50	2.8		15.1	60.9	57.7	130.0	61.0
MSR-50	50	1.969	47.00		0.15	3.40	+0.25	1.50	45.50		3.2	±0.10	21.8	67.1	63.8	165.0	72.0

**Nota:** características anillo de retención. Tomado de: Catálogo de anillos de retención Rotorclip. Disponible en: [https://www.rotorclip.com/downloads/spanish\\_catalog.pdf](https://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf)

**4.4.4. Barra perforada**

De acuerdo con lo indicado en la sección 4.4.3, se establece que los ejes que soportan la matriz de las ventosas tienen un diámetro de 50 mm en la sección más pequeña, por lo cual este acople se diseña para esta sección. Se propone que el ensamble se realice

por medio de una barra perforada en donde se acople el eje. Esta barra se selecciona de acuerdo con lo ofrecido por Bages Acers S.L.U. en su catálogo [106], seleccionando una barra perforada de acero ST-52 con diámetro exterior de 100 mm, diámetro interior de 71 mm y una longitud de 140 mm. A esta barra perforada se le realiza un mecanizado interno para realizar el ajuste de los rodamientos seleccionados.

El ensamble de esta barra perforada a la columna se realiza por medio de soldadura empleando los cálculos sugeridos en el libro [87]. Para el cálculo de soldadura se tiene en cuenta las cargas a cortante y flexión que debe soportar la barra perforada, siendo las reacciones en los rodamientos (ver figura 68), la carga por torsión no es tomada en cuenta ya que, si bien el eje tiene rotación, toda esta carga es absorbida por los rodamientos.

**Tabla 56.**

*Resultados de cálculos de soldadura a filete*

<b>Soldadura</b>	
Tipo	MIG WA86
Esfuerzo a fluencia	414 MPa
Esfuerzo admisible	136,62 MPa
<b>Material base Acero A36</b>	
Esfuerzo último	450 MPa
Esfuerzo a fluencia	275 MPa
Fuerza cortante	7372,54 N
Momento flector	446,92 Nm
Diámetro externo	100 mm
Diámetro interno	71 mm
Carga unitaria debida a cortante directo	23467,52 Nm
Carga unitaria debida a momento de flexión	56903,62 Nm
Carga unitaria resultante	61552,79 Nm
Garganta	0,450 mm
Ancho de pierna	0,637 mm

**Nota:** los cálculos para el diseño de soldaduras fueron tomados del libro R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011.

En la tabla 56 se muestran los resultados obtenidos del cálculo de soldadura, empleando una soldadura MIG WA86 del catálogo de WEST ARCO [118] se establece que el electrodo requiere de un diámetro mínimo de 0,6 mm para soportar la carga empleando una soldadura a filete, sin embargo, WEST ARCO ofrece un electrodo de 0,8 mm de diámetro como el más pequeño por lo cual se escoge este electrodo.

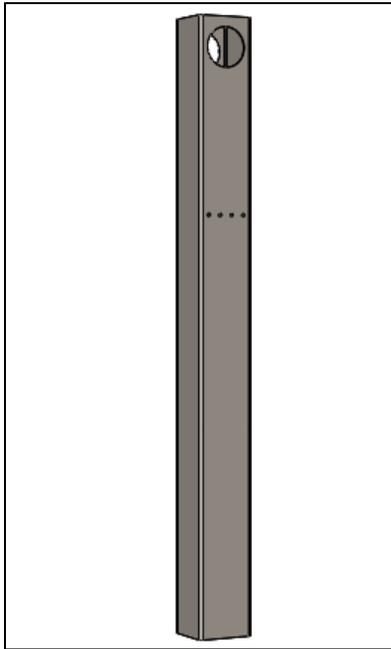
Para aplicar la soldadura sobre la barra perforada es necesario realizar una preparación la cual incluye un chaflán que tendrá la medida de la hipotenusa del filete asumiendo un ángulo de  $45^\circ$ , por lo cual, el chaflán debe tener una medida de 1,13 mm.

#### **4.4.5. Estructura**

Se requieren dos columnas que cumplen con la función de soporte para el sistema de sujeción del panel solar que va a ser procesado. Para el diseño de estas columnas se tiene en cuenta la carga a compresión que deben soportar, siendo el punto crítico un agujero, ubicado en el lugar donde se acopla el eje que sostiene la matriz con las ventosas neumáticas como se muestra en la figura 72. Este elemento también tiene agujeros en la parte intermedia y en la parte inferior en donde se ubican uniones roscadas que soportan los generadores de vacío y una fijación de la columna al suelo.

## Figura 72.

### *Esquema columna soporte*



**Nota:** esquema columna soporte. Realizado en el software Solid Edge.

El perfil seleccionado es cuadrado de 140 x 140 mm con un espesor de 3,6 mm de 1,518 m de longitud en acero estructural ASTM A36 el cual soporta las cargas calculadas en los apoyos en la figura 68. Empleando el simulador de Solid Edge se determina que la carga crítica que soporta la columna es de 38,12 MPa y que la deformación que se presenta en el agujero es de 0,74 mm por lo cual se determina que el perfil seleccionado soporta la carga a la que está sometido obteniendo un factor de seguridad de 6,56 (ver tabla 57 y figura 73).

**Tabla 57.**

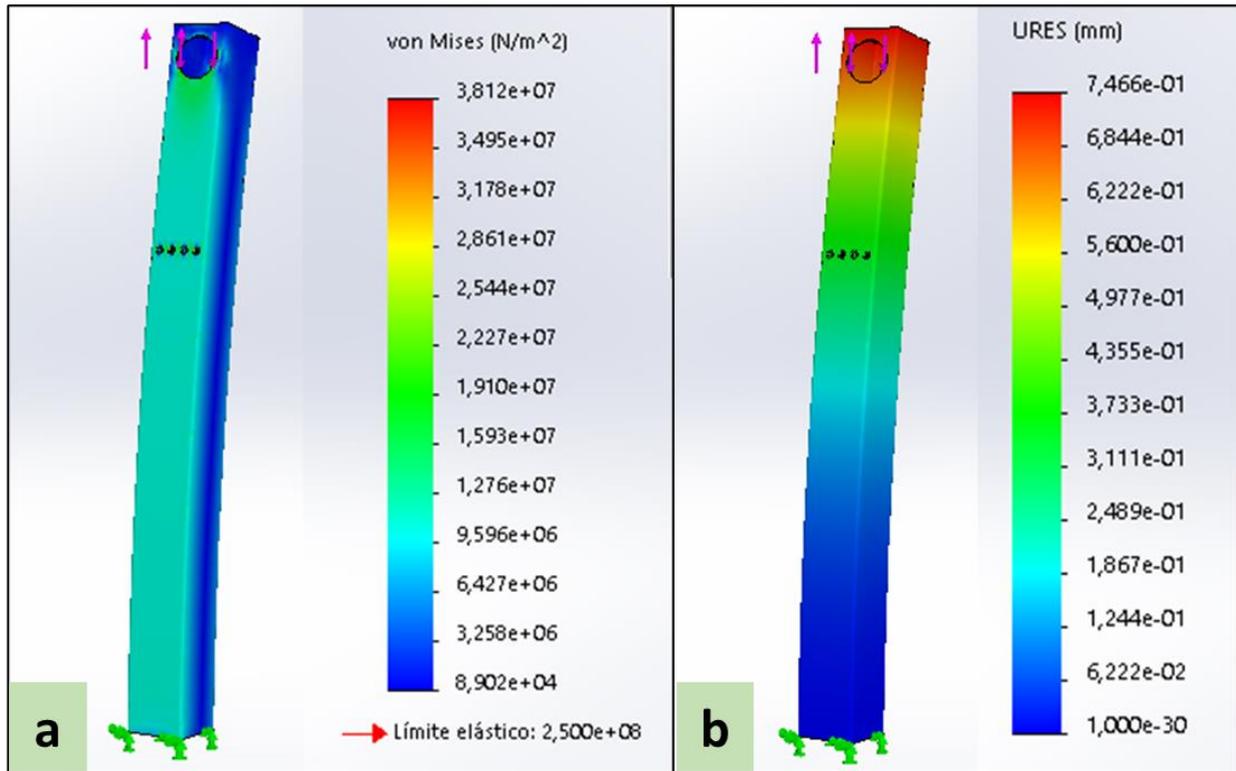
*Resultados análisis a compresión de la columna*

Máxima carga soportada	7381,98 N
Resistencia a fluencia acero A36	250 MPa
Esfuerzo máximo soportado por la columna	38,12 MPa
Factor de seguridad	6,56

**Nota:** resultado de los cálculos del análisis a compresión.

**Figura 73.**

*Simulación del análisis a compresión de la columna*



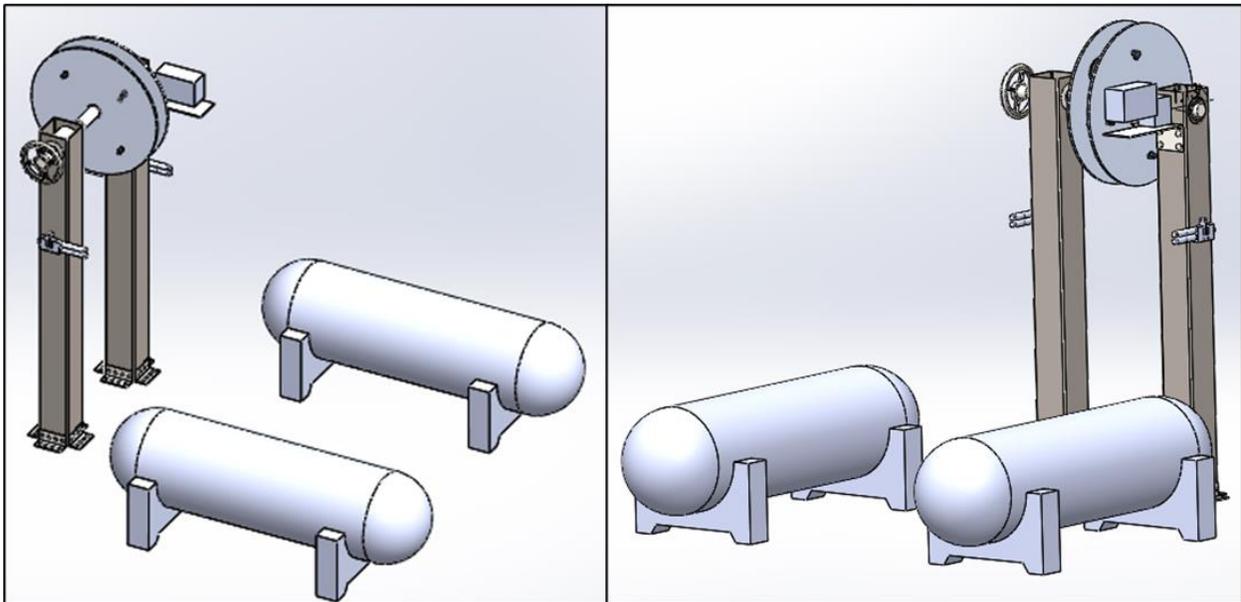
**Nota:** realizado en el software Solid Edge. Figura 73.a. Esfuerzos soportados por la columna. Figura 73.b. Desplazamientos debidos a la carga a compresión.

En la figura 75 se muestra como es el ensamble final del sistema de sujeción. En esta figura se esquematiza cada uno de los componentes previamente diseñados y

seleccionados. Dentro del esquema presentado en la figura 74 no se muestran las mangueras porque no se hizo el diseño CAD de estas piezas, sin embargo, se aclara que la conexión de las mangueras va de los racores al generador de vacío y de esta sale al compresor.

**Figura 74.**

*Ensamble sistema de sujeción*



**Nota:** disposición final del sistema de sujeción. Realizado en el software Solid Edge

#### **4.5. Diseño del sistema de control**

El sistema de control abarca las secuencias electroneumáticas y electrohidráulicas que se deben seguir para asegurar el funcionamiento de la máquina siguiendo una serie de actividades en el orden establecido. Inicialmente se lista cada uno de los pasos a seguir por la máquina desde que se posiciona el panel solar en la máquina hasta que se han retirado las cuatro secciones del marco. En la tabla 58 se indican los 33 pasos que sigue la máquina para cumplir con su objetivo, en donde los pasos 1, 2, 32 y 33 se realizan manualmente, mientras que del paso 3 al 31 se realizan automáticamente.

**Tabla 58.***Secuencia actividades que sigue la máquina*

1	Poner el panel en posición vertical	18	Avance del cilindro hidráulico
2	Avance del eje roscado	19	Cerrar pinza
3	Activar ventosas	20	Retroceso de media carrera del cilindro hidráulico
4	Avance del cilindro hidráulico	21	Desplazamiento de 990 mm de la unidad lineal
5	Cerrar pinza	22	Retroceso completo del cilindro hidráulico
6	Retroceso de media carrera del cilindro hidráulico	23	Abrir pinza
7	Desplazamiento de 990 mm de la unidad lineal	24	Giro de 90° horario del sistema de sujeción
8	Retroceso completo del cilindro hidráulico	25	Avance del cilindro hidráulico
9	Abrir pinza	26	Cerrar pinza
10	Giro de 90° horario del sistema de sujeción	27	Retroceso de media carrera del cilindro hidráulico
11	Avance del cilindro hidráulico	28	Desplazamiento de 1600 mm de la unidad lineal
12	Cerrar pinza	29	Retroceso completo del cilindro hidráulico
13	Retroceso de media carrera del cilindro hidráulico	30	Abrir pinza
14	Desplazamiento de 1600 mm de la unidad lineal	31	Desactivar ventosas
15	Retroceso completo del cilindro hidráulico	32	Retroceso del eje roscado
16	Abrir pinza	33	Retirar el modulo
17	Giro de 90° horario del sistema de sujeción		

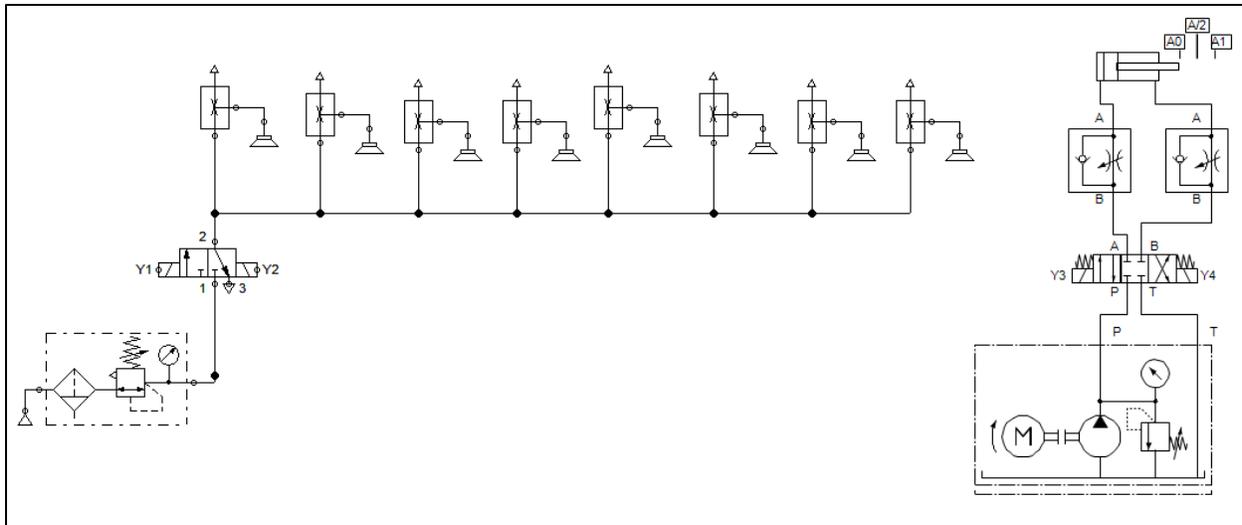
**Nota:** secuencia de pasos a seguir una vez el panel se posiciona en la máquina.

Para realizar la secuencia del circuito eléctrico se caracterizan las válvulas, ventosas y el cilindro hidráulico empleado. En la figura 75 se identifica que la válvula empleada para las ventosas es una 3/2 biestable con avance y retroceso por accionamiento eléctrico. Esta válvula se encuentra conectada a la unidad neumática (compresor) por la parte inferior (conexión 1) y a los generadores de vacío por la parte superior (conexión

2). Para el cilindro hidráulico se emplea una válvula 4/3 biestable con avance y retroceso por accionamiento eléctrico y reposición por muelle. El suministro del fluido se proporciona a través de la unidad hidráulica.

**Figura 75.**

*Esquema de los componentes neumáticos e hidráulicos empleados*



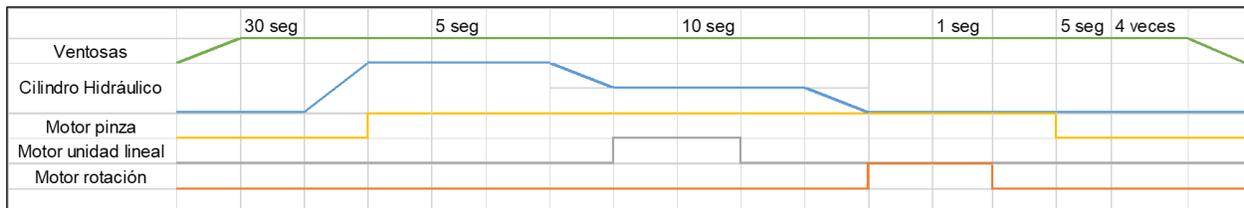
**Nota:** representaciones ventosas, cilindro hidráulico y válvulas para el diagrama electrohidráulico y electropneumático. Realizado en el software FluidSim de FESTO

El circuito eléctrico se basa en la secuencia propuesta en la tabla 58 en donde se establece que se debe tener control sobre 5 elementos: las ventosas, el cilindro hidráulico y tres motores; a partir de esto, se plantea el diagrama espacio fase de la figura 76. Para poder realizar la secuencia se hace necesario el uso de 6 temporizadores y un contador, con la característica de que el temporizador que da movimiento al motor de la unidad lineal debe ser configurado para tener un ciclo de 10 segundos pero que en el segundo conteo temporice 16 segundos, esto debido a que el recorrido que hace esta unidad lineal depende de cual lado del marco se esté retirando. Una vez se hayan retirado las cuatro secciones del marco, el contador detiene el circuito. En cuanto al movimiento realizado por la unidad lineal al ser un recorrido de ida y vuelta, se debe utilizar dos temporizadores que controlan cada uno de los movimientos por separado garantizando

que se ejecute la secuencia completa para hacer retroceder el cilindro y poder retirar el marco de aluminio.

**Figura 76.**

*Diagrama espacio fase*

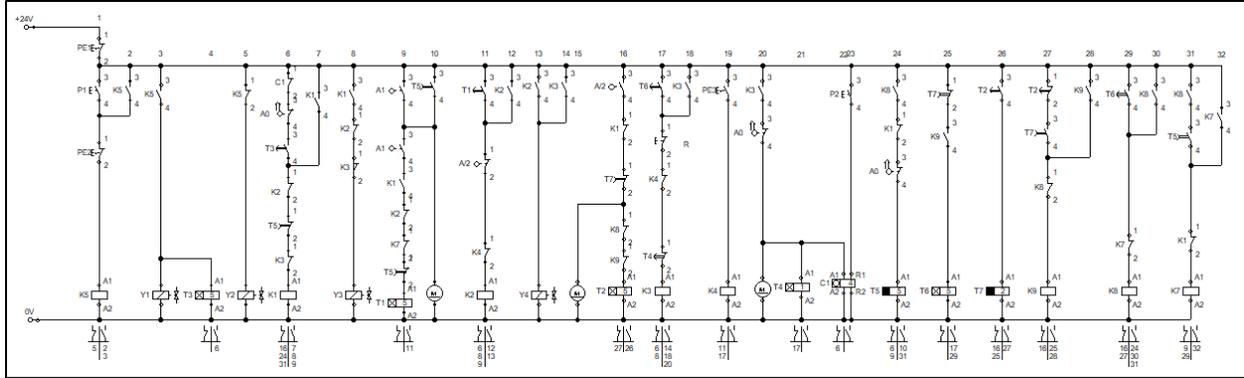


**Nota:** tiempos de operación de cada uno de los sistemas representado en un diagrama espacio fase.

Basados en el diagrama espacio fase planteado, se procede a realizar el diagrama eléctrico en el software FluidSIM de FESTO [119] que se muestra en la figura 77. En este diagrama se identifica un pulsador que da el inicio a la secuencia activando el sistema de vacío de las ventosas y posteriormente la secuencia del cilindro hidráulico y los motores según corresponda. También se tiene un pulsador como paro de emergencia en la línea 19 del circuito por si es requerido por el operario. Finalmente se tiene un pulsador en la línea 2223 cuya función es reiniciar el contador una vez se ha completado el ciclo.

**Figura 77.**

*Diagrama del circuito eléctrico*



**Nota:** circuito eléctrico de la secuencia que debe seguir la máquina. Realizado en el software FluidSIM de FESTO

En el diagrama eléctrico de la figura 77 se esquematizan cada uno de los sistemas que hacen parte de la máquina, en donde algunos de los elementos se representan con motores. En la tabla 59 se indica que representa cada uno de los elementos que hacen parte del diagrama eléctrico como motores, temporizadores, pulsadores y contadores.

**Tabla 59.**

*Designación elementos del plano eléctrico*

PE1	Paro de emergencia de la máquina
PE2	Paro de emergencia sistema de sujeción
P1	Pulsador de inicio
T1	Temporizador de cierre de la pinza
M1	Motor pinza
T2	Temporizador avance unidad lineal
R	Reinicio de la unidad lineal
PE3	Paro de emergencia rotación sistema de sujeción
M2	Motor unidad lineal
T3	Temporizador de vacío
T4	Temporizador giro de la matriz de ventosas
P2	Reset contador
M3	Motor giro de la matriz de ventosas
T5	Temporizador de apertura de la pinza
C1	Contador del giro de la matriz de ventosas
T6	Temporizador retroceso unidad lineal

**Nota:** designación de los elementos empleados en el circuito eléctrico.

## **5. MANUALES**

A lo largo de este capítulo se desarrollan los manuales que indican los parámetros de ensamble, funcionamiento y medidas de seguridad que se deben tener en cuenta para operar la máquina. Puesto que el diseño de esta máquina es una propuesta y no se encuentra en la industria, en el manual de mantenimiento se proponen una serie de actividades que evitan que los componentes de esta fallen buscando prolongar su vida útil.

### **5.1. Instalación de la máquina**

Esta máquina está compuesta de varios sistemas, de los cuales varios de estos son una selección de catálogo, para estos últimos se siguen las recomendaciones de los proveedores para su instalación y puesta en marcha. Para los sistemas diseñados en esta tesis se presenta una guía sobre cómo debe realizarse este procedimiento.

#### **5.1.1. *Ensamble de la pinza***

El ensamble de la pinza se centra en el acople por interferencia de los engranajes, eslabones y rodamientos a los ejes o pasadores según corresponda. Para verificar que el acople no compromete la integridad de los componentes, se realizan los cálculos sugeridos por la norma AGMA en donde se considera las propiedades de los materiales y las dimensiones de los elementos acoplados concluyendo que se deben aplicar los ajustes mencionados en la tabla 60 como agujero único en todos los casos.

**Tabla 60.**

*Ajustes según la norma ISO*

<b>Elemento</b>	<b>Ajuste</b>
Eje 1	$\phi 12$ H6m5
Eje 2	$\phi 12$ H6m5
Eje 3	$\phi 5$ H7f7
Eje 4	$\phi 5$ H7f7
Pasadores	$\phi 3$ H7f7

**Nota:** ajustes para los elementos ensamblados por interferencia.

Para la formulación de un paso a paso que muestre el ensamble de la pinza desde el inicio, se decidió implementar una denominación para cada pieza y una enumeración de la cantidad de piezas con las mismas características que existe en el diseño ya que se estableció que la pinza cuenta con dos mecanismos de 4 barras ubicados cada uno en un extremo que implican el mismo procedimiento por lo que no se hace necesario explicarlos por separado. Por medio de la tabla 61 se puede apreciar la distribución y denominación que se le ha dado a cada uno de los componentes.

**Tabla 61.**

*Denominación de los componentes de la pinza. (unidades en milímetros)*

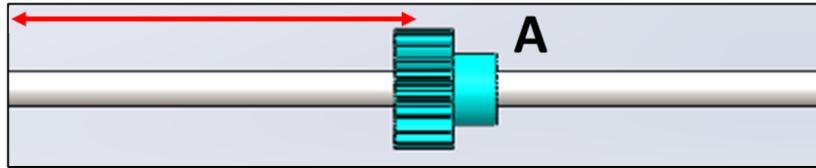
<b>Denominación</b>	<b>Nombre de la pieza</b>	<b>Cantidad</b>
A	Engranaje Z19 M2	1
B	Engranaje Z18 M1	2
C	Eslabón (L62)	2
D	Mordaza 2	1
E	Eslabón (L35)	2
F	Pasador (D3) X (L60)	2
G	Pasador (D3) X (L30)	4
H	Rodamiento W 61701-2RS1	4
I	Engranaje Z76 M1	2
J	Eslabón (L39,5)	2
K	Mordaza 1	1
L	Eslabón (L23)	2
M	Pasador (D3) X (L45)	2

**Nota:** designación de los elementos del sistema pinza.

Luego de efectuar el proceso de denominación se procede a representar la secuencia de unión de cada una de las piezas. Lo primero que se debe acoplar a los ejes son los engranajes, que tienen un ajuste y tolerancia especificados en la tabla 60. Mediante la figura 78 se puede apreciar la posición que debe tener el engranaje en el eje.

**Figura 78.**

*Engranaje ajustado en eje.*



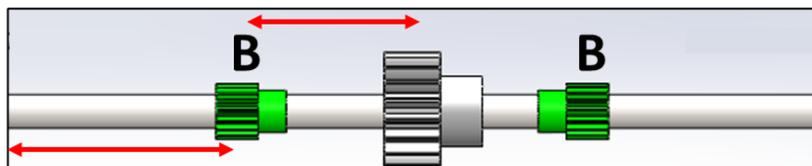
**Nota:** esquema posición engranaje A. Realizado en el software Solid Edge

Como dato adicional al valor de ajuste y tolerancia seleccionado se destaca que la posición donde debe estar el engranaje es de 155 mm medidos desde la placa base hasta la ubicación mencionada y garantizando la simetría en la posición, ya que este engranaje se ubica justo en el centro del eje.

Posterior al ensamble del engranaje A se ha determinado que el paso siguiente debe ser el de acoplar los engranajes B que tendrán nuevamente un ajuste especificado mediante la tabla 60 y que se puede representar a través de la figura 79.

**Figura 79.**

*Engranajes ajustados en el eje.*



**Nota:** esquema posición engranaje B. Realizado en el software Solid Edge

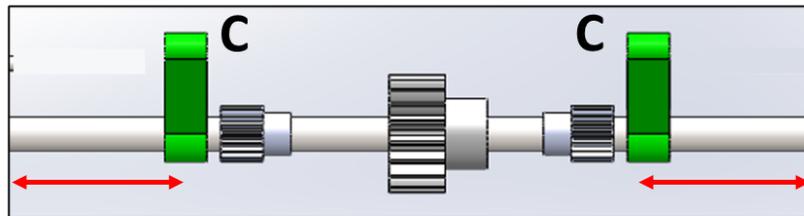
La distancia a la que se encuentran estos engranajes es simétrica en cada uno de los extremos, de manera que se pueda garantizar un movimiento exactamente igual en cada una de las mordazas. El valor de la distancia entre el extremo del eje y el engranaje B es de 82,5 mm y la distancia que existe entre este engranaje y el engranaje A es de 72,5 mm. El ajuste debe realizarse a presión para que las piezas puedan acoplarse mediante

interferencia con ajuste tipo agujero único que implica fabricar el eje con las tolerancias especificadas.

El último elemento que va acoplado sobre el eje es un eslabón que se encargará de transmitir el movimiento de rotación del eje al resto de eslabones, por ello es indispensable que el ajuste que se haga del eslabón al eje sea con apriete para que pueda transmitir el torque sin que haya una rodadura durante la operación. De acuerdo con lo anterior se debe ajustar mediante interferencia el eslabón al eje con una distancia de 72,5 mm desde el extremo del eje hasta la posición donde se encuentra este eslabón. La figura 80 muestra como quedaría el ensamble del eslabón en el eje.

**Figura 80.**

*Acople del eslabón en el eje.*

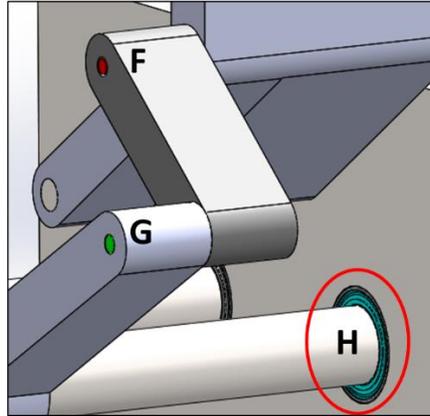


**Nota:** esquema posición eslabón C. Realizado en el software Solid Edge

Con este ensamble se culmina el proceso de montaje para el primero de los ejes propuestos en el diseño de pinza, garantizado que todos los ajustes son con agujero único y las tolerancias descritas en la tabla 60. Luego de estos pasos se procede al acople del eje a la placa realizando igualmente un ajuste de apriete entre los rodamientos correspondientes y el eje. Este ensamble puede apreciarse mediante la figura 81.

### Figura 81.

*Ensamble del eje a la placa base.*

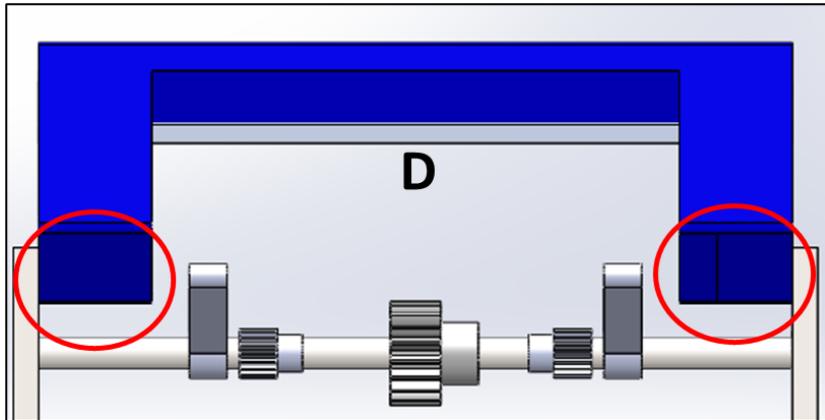


**Nota:** esquema posición eje H. Realizado en el software Solid Edge

En dado caso que se requiera un mayor detalle respecto del acople de estas dos piezas se presentará el plano del subconjunto explosionado. El cual ilustrará la posición exacta de las piezas y como se contienen entre sí. Una vez acoplado el eje en su totalidad es conveniente realizar el ensamble de una de las mordazas, con el propósito de simplificar los pasos y darle mayor rapidez al montaje de todas las piezas. La posición en la que se debe montar la mordaza puede apreciarse en la figura 82.

**Figura 82.**

*Montaje de la mordaza 1*

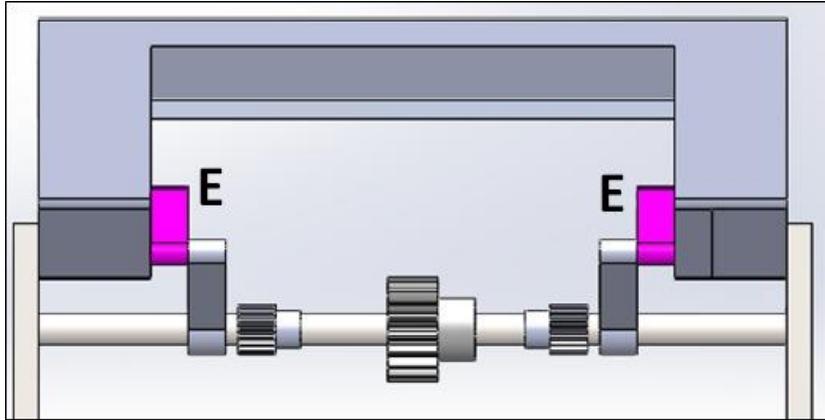


**Nota:** esquema posición eslabón D. Realizado en el software Solid Edge

Los círculos muestran la forma de ensamble de la mordaza, que se realizará mediante un eje en voladizo que se ha mostrado en la figura 82 y que le permitirá realizar la rotación correspondiente para la operación. Para realizar la unión de la mordaza con el eslabón que transmite todo el movimiento del mecanismo de 4 barras se hará uso de un eslabón que desempeñará la función de conexión entre las piezas. Este eslabón y su posición dentro del conjunto pinza puede apreciarse en la figura 83.

**Figura 83.**

*Eslabón de conexión.*

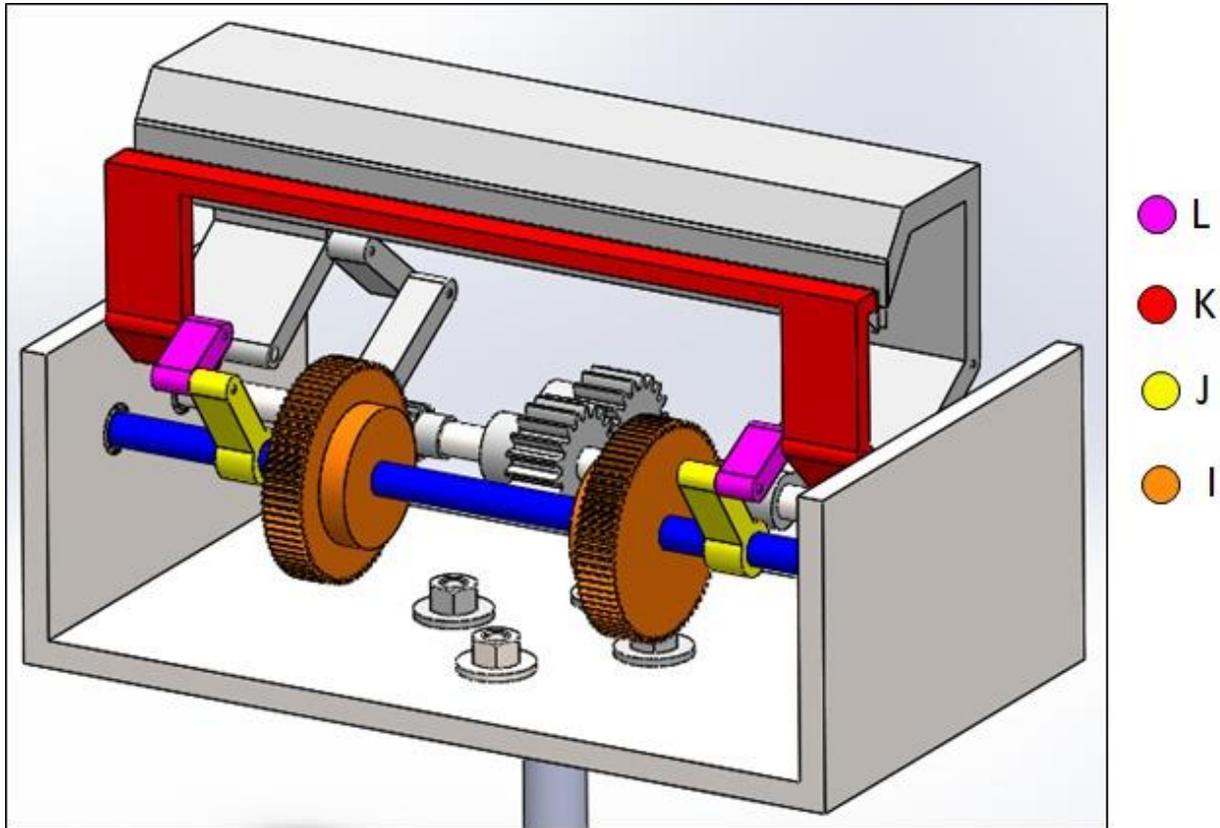


**Nota:** esquema posición eslabón E. Realizado en el software Solid Edge

Con el ensamble del eslabón E se finaliza el montaje de la mordaza 2 que corresponde a uno de los dos subconjuntos presentes en la pinza, de manera similar se realizará el ensamble del subconjunto que contiene la mordaza 1, con sus respectivos eslabones. Mediante la figura 84 es posible apreciar la disposición en el montaje de las piezas para la mordaza 1.

**Figura 84.**

*Ensamble mordaza 1*



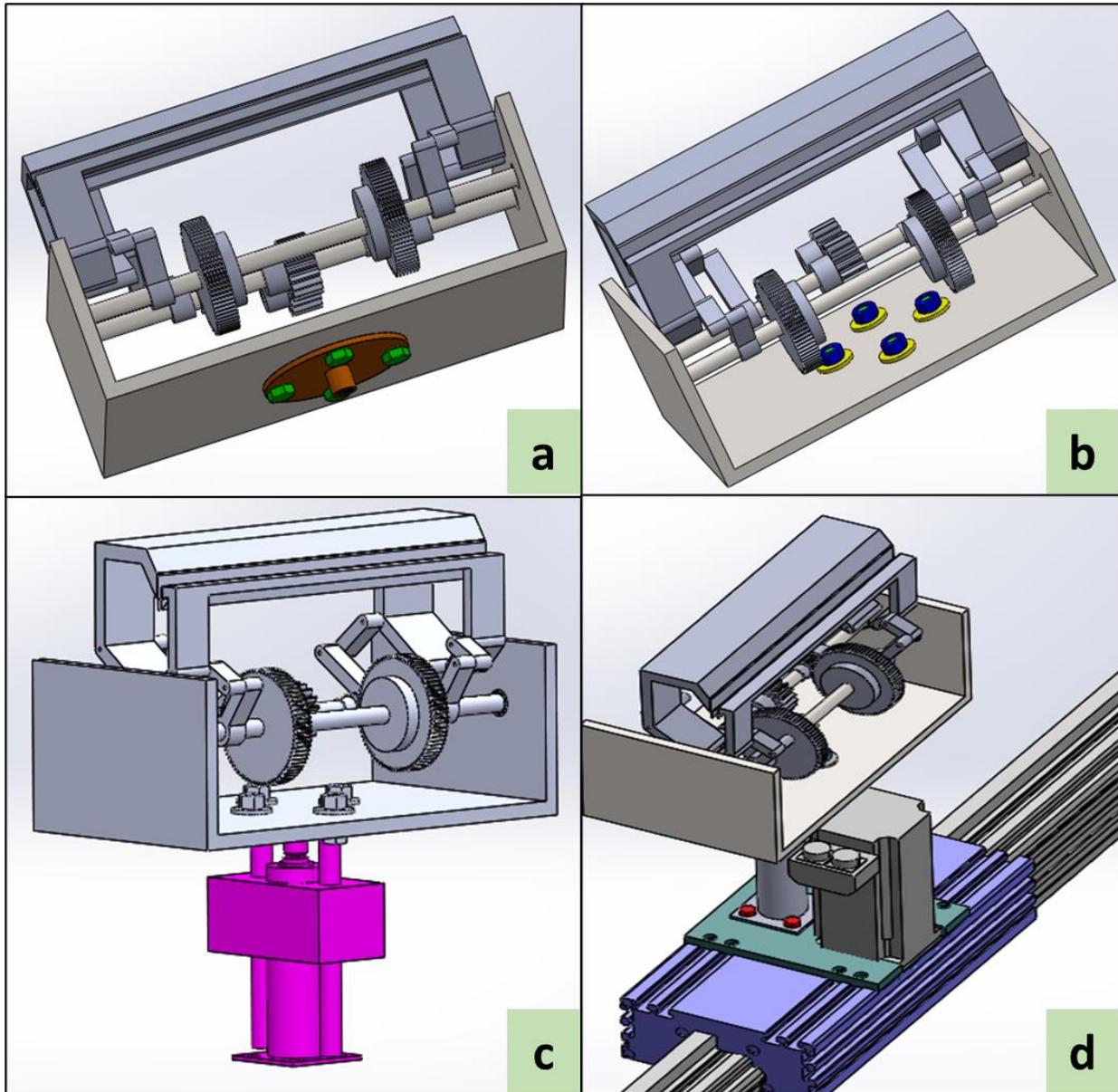
**Nota:** esquema posición elementos L, K, J e I. Realizado en el software Solid Edge

**5.1.2. Ensamble del cilindro hidráulico**

Para el ensamble del cilindro se debe atornillar dos superficies, una en cada extremo de este. La primera superficie atornillada es la que conecta al cilindro con la placa base de la pinza, que consta de 4 tornillos de media rosca con una denominación M10x1,5 y su respectivas tuerca y arandela. Para la parte inferior se realiza una conexión mediante 4 tornillos de rosca completa con denominación M8x1,25 que ajustan la base del cilindro a la unidad lineal. Las conexiones descritas pueden apreciarse a través de la figura 85. Si se requiere un mayor detalle lo ideal es remitirse al plano de la pieza.

## Figura 85.

### Montaje del cilindro



**Nota:** realizado en el software Solid Edge. Figura 85.a. Vista inferior del acople del accesorio del cilindro hidráulico. Figura 85.b. Vista superior del acople del accesorio del cilindro hidráulico. Figura 85.c. Ensamble del cilindro hidráulico. Figura 85.d. Acople del cilindro hidráulico a la unidad lineal.

### 5.1.3. Ensamble del sistema de sujeción

La estructura que dará soporte al sistema de vacío se compone de diversas partes que cumplen funciones específicas para el funcionamiento de la máquina, por tal motivo es de gran importancia realizar un adecuado ensamble de este subconjunto para garantizar una confiabilidad de operación elevada.

El proceso que se llevará a cabo será similar al que se desarrolló para la pinza, teniendo en cuenta la denominación de las piezas y los ajustes correspondientes que tiene cada una de las piezas. Lo más importante es que se sigan las instrucciones en el orden especificado para que los resultados sean satisfactorios. Para establecer la secuencia de pasos a seguir se hace uso de la tabla 62 que lista cada uno de los componentes que hace parte del subconjunto.

**Tabla 62.**

*Denominación de los componentes del sistema de sujeción. (unidades en milímetros)*

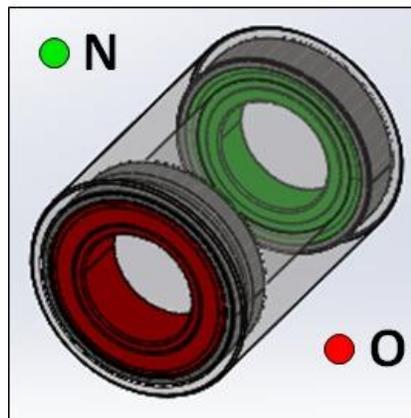
<b>Denominación</b>	<b>Nombre de la pieza</b>	<b>Cantidad</b>
N	Rodamiento W 6210-2RS1	1
O	Rodamiento BS2-2210-2RS/VT143	1
P	Soldadura MIG WA86	4
Q	Volante	1
R	Engranaje Z41 M3	1
S	Eje roscado	1
T	Eje (D50) X (L280)	1
U	Matriz de ventosas	2
V	Ventosas VAS/VASB 125	8
W	Racor QS 153280	8
X	Rodamiento W 61810 R-2Z	1
Y	Tornillo M8X1,25	8
Z	Generador de vacío SMPi 20 NO RD M12-5	8
AA	Columna perfil 140x140	2

**Nota:** designación elementos del sistema de sujeción.

El primer paso para el ensamble de las piezas del subconjunto inicia con el acople de los rodamientos en la barra perforada mediante un ajuste de apriete de eje único con una designación de 90 M7h7 para garantizar que las piezas no tendrán juego durante el funcionamiento o montaje. En la figura 86 es posible apreciar la forma de montaje entre las piezas.

**Figura 86.**

*Montaje Rodamiento y barra perforada.*

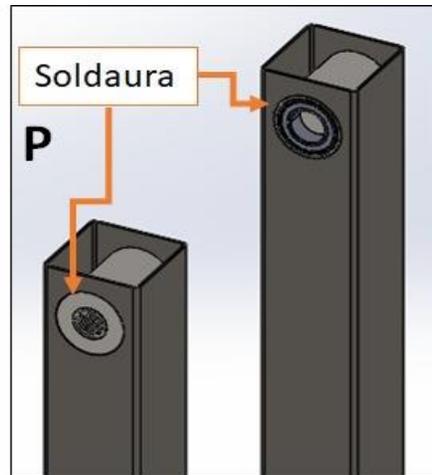


**Nota:** esquema posición rodamientos N y O. Realizado en el software Solid Edge

Posterior a este ensamble se debe realizar la soldadura de la barra perforada al perfil cuadrado fabricado en ASTM A36 con el propósito de fijar la superficie por donde pasará el eje que controlará el giro de la matriz. Este tipo de soldadura ya ha sido especificado en la sección 4.4.5. En la figura 87 se aprecia los puntos donde van a estar las soldaduras mencionadas.

**Figura 87.**

*Posicionamiento de la soldadura.*

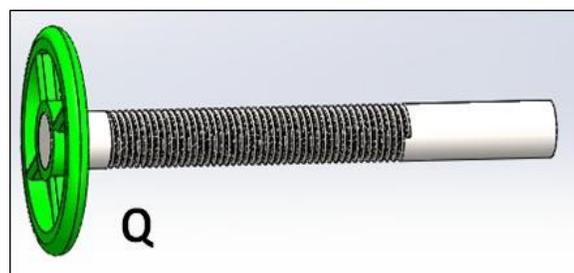


**Nota:** esquema posición soldadura P. Realizado en el software Solid Edge

De forma paralela se deben trabajar las dos estructuras que dan soporte al sistema de sujeción, por lo cual se ha establecido que el siguiente paso para el ensamble será el de acoplar el volante al eje roscado mediante un ajuste de apriete con designación de agujero único 50H6/m5. El montaje puede verse a través de la figura 88.

**Figura 88.**

*Montaje del volante en el eje roscado*

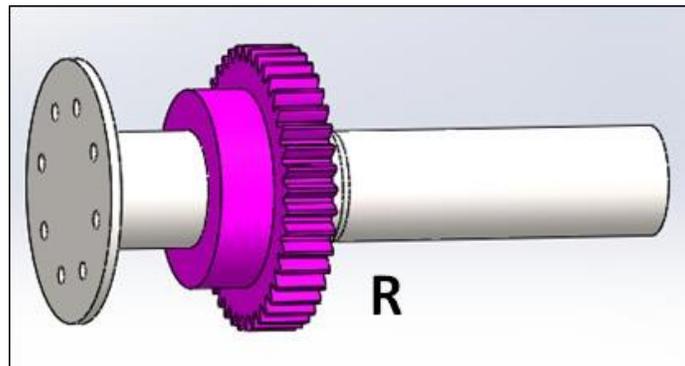


**Nota:** esquema posición volante Q. Realizado en el software Solid Edge

El siguiente paso por realizar es el de acoplar el engranaje al eje que dará el giro del sistema de vacío para lo cual se hace uso de un ajuste de apriete con agujero único que tiene la designación 53H6/m5 que debe estar a una distancia de 80 mm medidos desde la conexión atornillada de geometría circular hasta la posición media que tendrá la pieza. En la figura 88 se aprecia el resultado esperado del montaje.

**Figura 89.**

*Montaje del engranaje en eje motriz.*

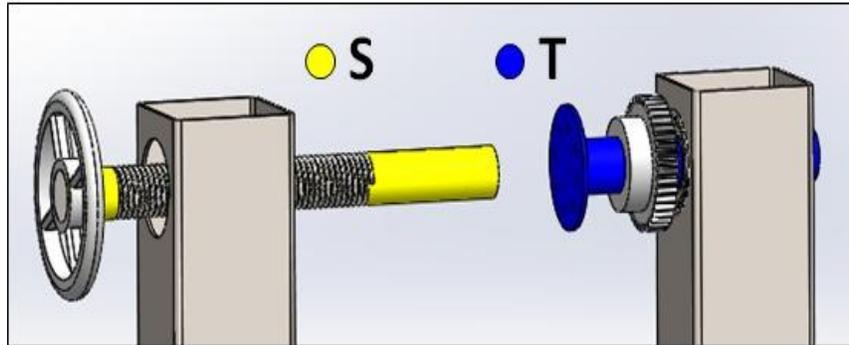


**Nota:** esquema posición engranaje R. Realizado en el software Solid Edge

Posterior al acople de los componentes básicos en los ejes se procede a realizar el montaje de cada uno de los ejes en sus respectivos soportes mediante un ajuste de apriete para el caso del eje motriz con una designación de 50H6/m5 y para el otro caso se debe transmitir un torque a través de la rosca para darle avance al eje y acoplarlo en su posición inicial de funcionamiento. Mediante la figura 90 se puede apreciar el montaje.

**Figura 90.**

*Montaje de los ejes en las estructuras.*



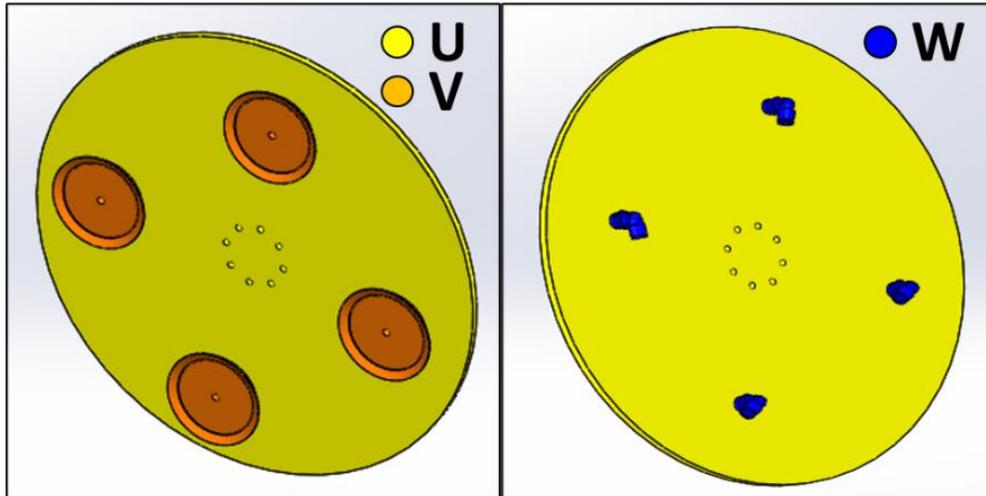
**Nota:** esquema posición ejes S y T. Realizado en el software Solid Edge

Después de realizar el montaje de los ejes se debe ensamblar el sistema de ventosas y mangueras a la matriz circular mediante sus respectivas uniones roscadas. La descripción detallada del proceso ya ha sido mencionada en la sección 4.4.1 de manera que no es necesario mencionarlo nuevamente. En la figura 91 se aprecian los componentes que forman parte de este subensamble.

La unión del eje T con la matriz se hace mediante unos tornillos de media rosca con designación M8x1.25 que se describen en su respectivo plano al igual que todas las superficies que cuentan con uniones de este tipo. El montaje de la matriz en el eje roscado se hace a través de un rodamiento que tiene un ajuste de agujero único con designación 50H6/m5 que dejará una pequeña parte del eje pasante, con el propósito de posicionar un anillo de retención que aumente la confiabilidad del funcionamiento del eje y garantizando que este no tenga movimientos axiales que posiblemente desajusten el acople entre eje y matriz.

**Figura 91.**

*Montaje del sistema de vacío.*

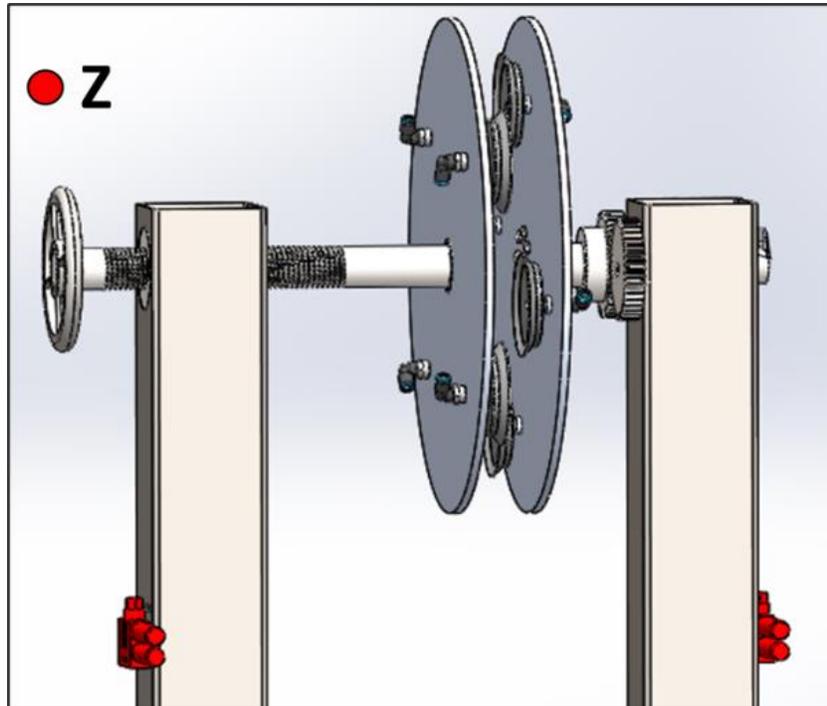


**Nota:** esquema posición elementos U, V y W. Realizado en el software Solid Edge

Para el posicionamiento de los eyectores compactos se ha determinado una posición estratégica que permita un fácil manejo de las conexiones por mangueras ya que como se ha establecido en apartados anteriores la máquina tendrá un giro de 270 grados que hace necesario que las conexiones entre la matriz de ventosas y los generadores de vacío no deban estar muy lejos llevando a los diseñadores a definir una ubicación sobre la estructura a una altura de 1100 mm desde el suelo. Esta superficie que contiene los eyectores se fija mediante tornillos media rosca con designación M8x1,25. En la figura 92 se aprecia la forma de montaje de las piezas; en el caso que se requieran más detalles lo aconsejable será remitirse al plano correspondiente del subconjunto estructura o sistema de sujeción.

**Figura 92.**

*Disposición de eyectores en la estructura.*

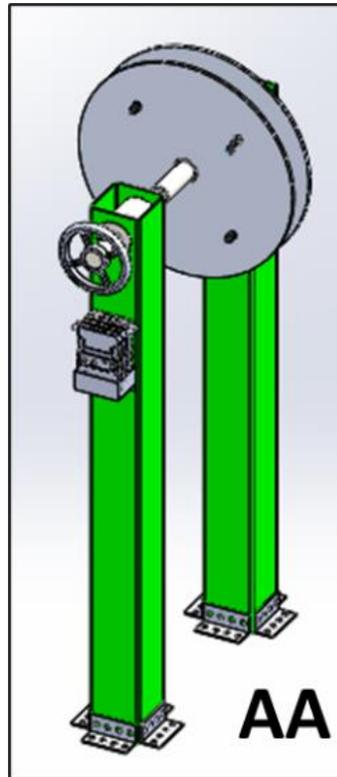


**Nota:** esquema posición eyectores Z. Realizado en el software Solid Edge

El paso final del ensamble consiste en el montaje de la estructura con los demás componentes previamente acoplados por medio de platinas tipo L con uniones atornilladas M14x1,5 en la parte inferior que anclan esta estructura al suelo. Estas platinas se encuentran ubicadas en los cuatro lados de cada una de las columnas diseñadas. En la figura 93 se indica la disposición final del sistema de sujeción.

**Figura 93.**

*Ensamble de la estructura*

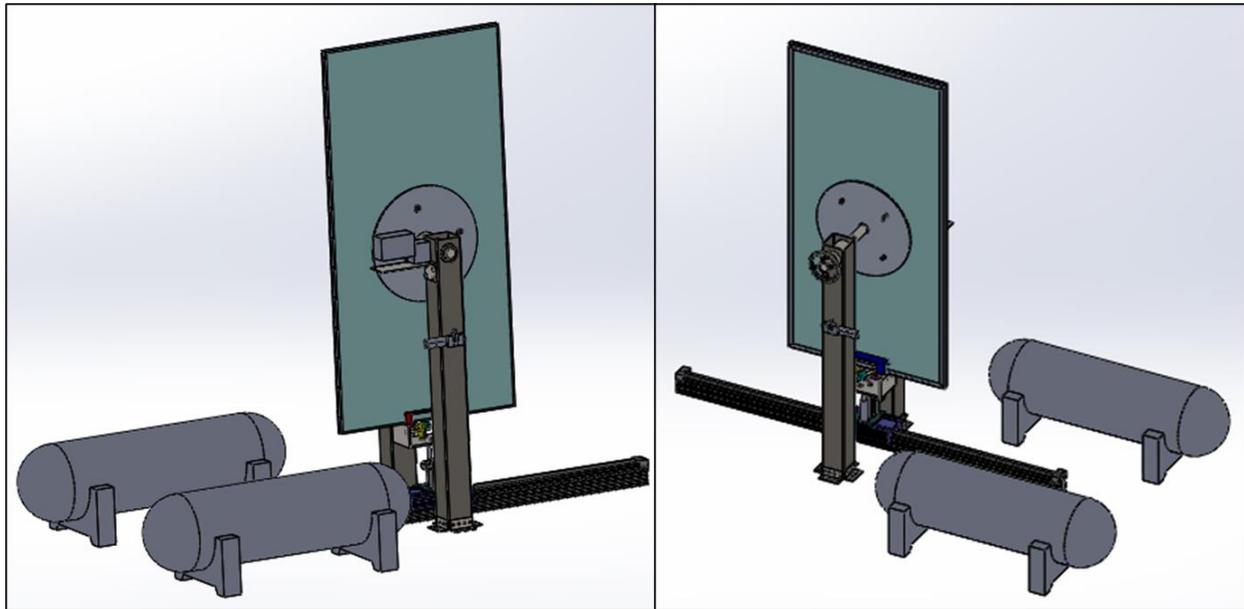


**Nota:** esquema posición estructura AA. Realizado en el software Solid Edge

En la figura 94 se identifica el ensamble final de la máquina; se observa la posición de cada uno de los sistemas diseñados.

**Figura 94.**

*Ensamble final de la máquina*



**Nota:** esquema posición final de la máquina.

## **5.2. Manual de operación y seguridad industrial**

El propósito de realizar un manual de operación y seguridad industrial es el de garantizar la correcta operación de la máquina, cumpliendo todos los estándares de seguridad y salud en el trabajo además de instruir a los operarios en cada uno de los procedimientos a realizar para estandarizar la operación y tiempos de trabajo. Las instrucciones descritas en este manual deben ser estudiadas y actualizadas por todos los operarios que pretendan manipular la máquina de manera que si algún componente o nuevo procedimiento es incluido debe verse reflejado en la actualización de este manual de manera inmediata.

Las actividades serán descritas paso a paso desde el inicio de la preparación hasta el fin de la operación en un orden secuencial que no permitirá que alguno de los pasos sea omitido y en dado caso que sea así no se garantizará la seguridad e integridad de los operarios. Para cada uno de los procedimientos se establecerá un objetivo para el cual se ejecuta cada paso.

Como ya se ha descrito en la sección 4.5 mediante el esquema de control se había prestablecido un paso a paso de la ejecución de tareas de la máquina; sin embargo, para efectos de simplificación, en el manual se agruparán acciones mediante lo que se llamarán procedimientos que serán presentados a través de cuadros. Estos cuadros cumplirán con determinadas partes de la secuencia operativa y tendrán unos responsables directos del cumplimiento, además de una identificación dentro del manual.

**Tabla 63.**

*Procedimiento N°1*

<b>Nombre del procedimiento:</b>	Preparación del marco para la operación.
<b>Objetivo del procedimiento:</b>	Garantizar que el marco del panel estará listo para ser retirado por medio de la pinza.
<b>Descripción:</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Se debe realizar una inspección de carácter visual al estado general del panel para determinar las implicaciones del proceso.</li> <li>2. Se realiza una limpieza general de la superficie del marco de aluminio.</li> <li>3. Mediante una cortadora de disco se realiza un corte en la esquina del panel solar para liberar al marco de las barras en “L” que los sujetan de manera compacta.</li> <li>4. El corte se debe repetir en cada una de las esquinas para garantizar que la pinza podrá retirar el marco sin ninguna dificultad y evitando un sobreesfuerzo en el mecanismo hidráulico.</li> </ol>
<b>Responsable:</b>	Operarios de la máquina.

**Nota:** descripción procedimiento N° 1

**Tabla 64.**

*Procedimiento N°2*

<b>Nombre del procedimiento:</b>	Sujeción del panel mediante la matriz de ventosas.
<b>Objetivo del procedimiento:</b>	Ejecutar las actividades correspondientes para garantizar la correcta sujeción del panel durante la operación.
<b>Descripción:</b>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Se toma el panel y se posiciona junto a la matriz de ventosas estática.</li><li>2. Se acciona el sistema electroneumático que genera el vacío mediante un compresor.</li><li>3. Se verifica el nivel de vacío mediante los vacuostatos disponibles en los eyectores compactos.</li><li>4. Se acerca la matriz móvil haciendo girar el volante hasta que se encuentra en la posición final donde puede producir la fuerza de sujeción.</li><li>5. Se verifica que todas las ventosas se encuentran en servicio mediante la inspección de los eyectores compactos.</li></ol>
<b>Responsable:</b>	Operarios de la máquina.

**Nota:** descripción procedimiento N° 2

**Tabla 65.**

*Procedimiento N°3*

<b>Nombre del procedimiento:</b>	Puesta en marcha de la máquina.
<b>Objetivo del procedimiento:</b>	Iniciar el funcionamiento de la máquina de forma segura.
<b>Descripción:</b>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Verificar la sujeción y garantizar el nivel de vacío adecuado para la operación.</li><li>2. Se acciona el pulsador verde de inicio que activa el sistema de válvulas y el sistema eléctrico.</li><li>3. Cuando la pinza se abre y el panel está rotando se retira la sección del marco de aluminio que arroja el cilindro hidráulico en cada ciclo.</li><li>4. Comprobar la finalización de la operación luego de los ciclos propuestos para cada panel y reiniciar el mecanismo mediante el pulsador Rojo para un nuevo posicionamiento de panel solar.</li></ol>
<b>Responsable:</b>	Operarios de la máquina.

**Nota:** descripción procedimiento N° 3

**Tabla 66.**

*Procedimiento N°4*

<b>Nombre del procedimiento:</b>	Finalización de la operación.
<b>Objetivo del procedimiento:</b>	Retirar los residuos que deja la operación para posicionar nuevamente un panel.
<b>Descripción:</b>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Posterior a la operación se debe sujetar el vidrio del panel solar y desactivar el sistema de ventosas.</li><li>2. Se acciona el volante para dar el retroceso y sacar el vidrio que deja la máquina como residuo.</li><li>3. Se alista la máquina nuevamente para iniciar el proceso con un nuevo panel solar.</li></ol>
<b>Responsable:</b>	Operarios de la máquina.

**Nota:** descripción procedimiento N° 4

Luego de formular el paso a paso simplificado de la operación de la máquina se deben indicar algunos de los componentes externos del sistema electrohidráulico que permitirán el inicio y parada del proceso. Para iniciar y detener la operación se usarán dos pulsadores, uno de color verde y otro de color rojo que ilustrarán el inicio y fin de la operación además de un sistema de parada de emergencia accionado mediante un interruptor que detendrá todo el funcionamiento de manera inmediata ante cualquier eventualidad. Mediante la figura 95 se puede apreciar el tipo de pulsador que se utilizará para ejecutar las acciones correspondientes.

**Figura 95.**

*Pulsadores eléctricos.*



**Nota:** esquema pulsador eléctrico. Tomado de: Guía de pulsadores eléctricos. Disponible en: <https://electromundo.pro/9-tipos-de-pulsadores-electricos-industriales/>  
[120]

Para los interruptores de parada de emergencia se utilizarán unos de especificaciones genéricas que permitan cortar la energía y frenar la operación de forma inmediata, pueden apreciarse en la figura 96 como ilustración general de la pieza.

**Figura 96.**

*Interruptor genérico parada de emergencia.*



**Nota:** esquema interruptor.  
Tomado de: Catálogo de interruptores. Disponible en:  
<https://es.aliexpress.com/i/864524922.html> [121]

En cuanto al sistema de electroválvulas se dispondrá de dos electroválvulas 3/2 biestables para el accionamiento de apertura y cierre del sistema de aire comprimido, estas válvulas se pueden apreciar mediante la figura 97.

**Figura 97.**

*Electroválvula neumática*



**Nota:** esquema válvula neumática.  
Tomado de: Catálogo de electroválvulas neumáticas. Disponible en:  
<https://www.burkert.es/es/products/sistemas-neumaticos-e-interfaces-de-proceso/valvulas-neumaticas/valvulas-de-3-2-vias/134612> [122]

En cuanto a la seguridad del operario, este debe contar los elementos de protección personal que garanticen la integridad en su trabajo como puede ser un casco de seguridad, tapa oídos, gafas de seguridad, guantes de carnaza, botas punta de acero y una cinturilla para alineación de la columna durante el levantamiento de cargas elevadas. No es necesario especificar la referencia de cada uno de ellos ya que se deja a criterio de los ejecutores del proyecto.

Para la delimitación del área de trabajo se utilizará una cinta de color amarillo que denotará las zonas seguras donde se ejecutará la operación, además de la señalización de algunas áreas donde el operario no debe permanecer mientras que la máquina se encuentra en funcionamiento.

### 5.3. Manual de mantenimiento

En el diseño de una máquina de cualquier tipo siempre se debe establecer el cuidado de todos sus componentes de manera adecuada teniendo en cuenta los aspectos que permitan prolongar la vida útil de cada uno de ellos. Por ello se ha determinado que la forma más eficiente de aplicar el mantenimiento en una máquina de estas características es el preventivo; donde se establecerán las tareas necesarias para garantizar que funcione el tiempo recomendado por los diseñadores. El propósito principal de este capítulo es el de establecer una ruta de chequeos rutinarios con el fin de tener una trazabilidad del comportamiento de los diferentes componentes que integran la máquina y anticiparse al fallo de estos.

Los aspectos de mayor relevancia son los de carácter mecánico donde se puedan presentar fallas por fenómenos como la fatiga o consecuencias derivadas de las condiciones ambientales a las que se encontrará expuesta la máquina durante la operación, asumiendo que estos fenómenos serán los de mayor criticidad debido a la variabilidad que pueden presentar en términos de funcionamiento. Los componentes que no fueron fabricados y por ende fueron seleccionados, poseen su propio procedimiento de conservación establecido por el fabricante de manera que se incluirán las actividades de mantenimiento basadas en la recomendación de éstos.

La metodología propuesta como ya se ha mencionado, consiste en la de un modelo de tabla que describa cada uno de los componentes, fallas posibles y actividades de inspección a realizar con el único fin de garantizar la mayor continuidad en la operación y la reducción del tiempo de inactividad por fallas inesperadas. Cabe destacar que todos los componentes poseen un tiempo máximo de vida útil antes del fallo que será respetado por los diseñadores al momento de formular las inspecciones a realizar. En la tabla 67 se pueden apreciar las consideraciones del mantenimiento propuesto.

Para la enumeración de los sistemas a inspeccionar se ha utilizado un superíndice en cada componente que denotará el sistema al cual pertenece cada uno de estos.

1. Sistema de la pinza.
2. Sistema hidráulico.

3. Sistema de control.
4. Sistema Neumático.
5. Sistema de Potencia.

**Tabla 67.**

*Actividades para el mantenimiento de la máquina.*

<b>Componente</b>	<b>Actividad de Inspección</b>	<b>Posible Falla</b>	<b>Procedimiento</b>
<b>Mordazas<sup>1</sup></b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar la integridad de la cuchilla de penetración.</li> <li>* Inspeccionar el nivel de lubricación en los pasadores que dan el giro a la mordaza.</li> <li>* Verificar la correcta alineación de la mordaza en el momento del accionamiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Grietas en la superficie de sujeción de la cuchilla.</li> <li>* Desgaste excesivo en los pasadores por elevada fricción.</li> <li>* Ruptura de la mordaza por esfuerzos excesivos en la operación.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Reemplazar la cuchilla de penetración en caso de percibirse un agrietamiento en la superficie.</li> <li>* Adicionar lubricante en caso de que se requiera.</li> <li>* Alinear la mordaza mediante las juntas de unión.</li> </ul>
<b>Ejes<sup>1</sup></b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar la alineación del eje.</li> <li>* Verificar la integridad del eje en términos de ajustes y puntos de fricción.</li> <li>* Verificar la velocidad de giro a la que está operando el eje.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Posible ruptura del eje por deflexión excesiva.</li> <li>* Falla del eje por fatiga.</li> <li>* Grietas por velocidad excesiva</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Garantizar alineación del eje mediante los puntos de apoyo.</li> <li>* Poner en funcionamiento el eje para verificar que el par transmitido sigue siendo constante.</li> <li>* Controlar la velocidad de giro del eje mediante el motorreductor.</li> </ul>

**Nota:** descripción de las actividades de mantenimiento propuestas.

**Tabla 67.** (Continuación)

<p><b>Engranajes<sup>1</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar la integridad de los dientes en el engrane.</li> <li>* Inspeccionar el nivel de limpieza de los engranajes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Falla por fatiga superficial del engranaje.</li> <li>* Falla por flexión del engranaje.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Análisis del nivel de ruido en la operación.</li> <li>* Realizar limpieza constante de los engranes para evitar impurezas.</li> </ul>
<p><b>Rodamientos<sup>1</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Analizar las condiciones de lubricación de los rodamientos.</li> <li>* Verificar las condiciones de las esferas de rodadura.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Fallo en la rodadura por falta de lubricación.</li> <li>* Avería total del rodamiento por ruptura de las esferas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Garantizar el nivel de lubricación en los rodamientos.</li> <li>* Cambiar los rodamientos.</li> </ul>
<p><b>Placa Base<sup>1</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Verificar condiciones de los puntos de unión de la placa.</li> <li>* Inspeccionar el nivel de limpieza en la placa.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Fallo de la placa por condiciones anormales en la operación.</li> <li>* Corrosión en la placa por falta de limpieza.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisión de las conexiones de montaje de manera visual.</li> <li>* Limpieza constante de la superficie de la placa para evitar la corrosión.</li> </ul>
<p><b>Cilindro Hidráulico<sup>2</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar posibles fugas en las conexiones.</li> <li>* Verificar el estado general del cilindro.</li> <li>* Inspeccionar las uniones atornilladas del montaje.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Fugas de fluido hidráulico.</li> <li>* Contaminación del fluido hidráulico.</li> <li>* Desajuste y desalineación del cilindro.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Verificar la hermeticidad en las conexiones hidráulicas.</li> <li>* Cambio del fluido hidráulico contaminado.</li> <li>* Apriete en las uniones atornilladas del cilindro.</li> </ul>

**Nota:** descripción de las actividades de mantenimiento propuestas.

**Tabla 67.** (Continuación)

<p><b>Unidad Hidráulica<sup>2</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Verificar la presión del sistema.</li> <li>* Revisar las condiciones generales de la bomba.</li> <li>* Verificar el estado de las conexiones entre válvulas y bomba.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Fugas en la bomba hidráulica.</li> <li>* Desajustes provocados por cargas excesivas en la operación.</li> <li>* Ruptura de las mangueras por sobrepresión del sistema.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Poner en operación la máquina para la verificación.</li> <li>* Medir el nivel de carga al que se somete la unidad.</li> <li>* Cambiar las mangueras dañadas.</li> </ul>
<p><b>Tablero<sup>3</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Verificar las conexiones eléctricas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Algún cable puede estar desconectado.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Inspección visual de todas las conexiones eléctricas.</li> </ul>
<p><b>Electroválvulas<sup>3</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Inspeccionar el estado de las conexiones neumáticas.</li> <li>* Verificar que las válvulas tengan corriente.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Las válvulas no controlan el movimiento del actuador.</li> <li>* Los solenoides no se activan de manera correcta.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar cada una de las conexiones neumáticas de la válvula.</li> <li>* Conectar a la corriente el sistema de electroválvulas.</li> </ul>
<p><b>Ventosas<sup>4</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Inspeccionar la generación de vacío en la ventosa.</li> <li>* Verificar la limpieza de la ventosa.</li> <li>* Revisar la conexión roscada de la ventosa.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* No se genera vacío por falta de presión.</li> <li>* No se alcanza la fuerza de sujeción necesaria.</li> <li>* Fugas en la succión entre la matriz y la ventosa.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar el nivel de vacío en el eyector compacto.</li> <li>* Limpiar periódicamente la superficie de las ventosas.</li> <li>* Roscar completamente la unión de ventosa y matriz.</li> </ul>

**Nota:** descripción de las actividades de mantenimiento propuestas.

**Tabla 67.** (Continuación)

<p><b>Compresores<sup>4</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Verificar el nivel de suciedad de los filtros.</li> <li>* Inspeccionar la repetibilidad del presostato.</li> <li>* Verificar el caudal de aspiración del compresor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>*Bajo caudal de aspiración del compresor.</li> <li>* No se garantiza la presión deseada.</li> <li>*Fallo en la operación por suciedades.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Limpiar los filtros de aspiración.</li> <li>* Calibrar el presostato del compresor.</li> <li>* Realizar limpieza periódica de los componentes.</li> </ul>
<p><b>Generador de Vacío<sup>4</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar el estado del vacuostato.</li> <li>* Inspeccionar el Venturi.</li> <li>* Revisar la conexión eléctrica.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* No se genera vacío en el sistema.</li> <li>* No tiene función del tablero digital.</li> <li>* Pérdida de presión de vacío por suciedades.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Realizar limpieza general del generador.</li> <li>* Verificar el estado del Venturi y sus filtros.</li> <li>* Corroborar el conexionado eléctrico del generador.</li> </ul>
<p><b>Motores<sup>5</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Inspeccionar el estado general de los motores.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Falla total del motor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Realizar una inspección de acuerdo con el catálogo del fabricante.</li> </ul>
<p><b>Unidad Lineal<sup>5</sup></b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Revisar los rodamientos lineales.</li> <li>* Verificar la lubricación en la guía.</li> <li>*Inspeccionar la alineación de la unidad.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Desgaste excesivo por la fricción.</li> <li>* Falla total de la unidad por desalineación.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Lubricar correctamente la unidad lineal.</li> <li>* Cambiar los rodamientos si es necesario.</li> <li>* Ajustar la guía lineal para la correcta alineación.</li> </ul>

**Nota:** descripción de las actividades de mantenimiento propuestas.

Con el establecimiento de actividades a realizar y posibles fallas en los componentes se procede a diseñar una tabla de chequeo que le permita al operario formular observaciones en cada sesión de revisión. Se ha dispuesto que las inspecciones rutinarias serán cada 1000 horas de trabajo de la máquina para garantizar una mayor confiabilidad de los componentes. Mediante la tabla 68 se aprecia el formato que deberá llenar el operario que ejecute la labor de mantenimiento preventivo en la máquina.

**Tabla 68.**

*Lista de chequeo para el mantenimiento.*

Encargado de la inspección: _____	Fecha: __/__/____
Sistema	Observaciones
Pinza	<input type="checkbox"/>
Hidráulico	<input type="checkbox"/>
Control	<input type="checkbox"/>
Neumático	<input type="checkbox"/>
Potencia	<input type="checkbox"/>
Estructural	<input type="checkbox"/>

**Nota:** lista de revisión para la actividad de mantenimiento.

En el caso de los componentes sometidos a la fatiga y desgaste como son los rodamientos, engranajes y ejes fueron diseñados para tener una duración estimada de  $1e7$  ciclos de trabajo, sin embargo, se recomienda realizar una revisión general del estado de cada uno de ellos cada 200 horas para garantizar el correcto funcionamiento y prevenir la falla repentina en estas piezas. En el capítulo 4 se especifica las horas de vida de estos componentes, basados en la recomendación del fabricante para realizar dicho cálculo, este valor es de aproximadamente  $1e7$  horas de vida.

Por último, es importante establecer algunas recomendaciones de carácter general para las piezas intercambiables como lo son las cuchillas de penetración en las garras, cuya capacidad de penetración debe verificarse cada 80 horas de trabajo con el objetivo de lograr una mejor operación ya que estas cuchillas permiten que la garra pueda retirar el adhesivo en su totalidad.

## 6. ANÁLISIS DE COSTOS

Este capítulo presenta las consideraciones y determinación de costos de fabricación y montaje, destacando los tres elementos del costo como lo son los materiales y materias primas, la mano de obra y los costos indirectos de fabricación (CIF). A partir de estos 3 elementos se des engloban los costos aproximados de cada uno de los componentes que integran la máquina.

El propósito de evaluar los costos para la máquina es determinar un valor estimado de puesta en funcionamiento del diseño propuesto que permita a la Fundación Circular Crops, dar soporte para realizar una evaluación financiera de viabilidad del proyecto, respecto de alguna otra alternativa que se haya propuesto. Es importante resaltar que los valores expuestos en este capítulo hacen referencia a aproximaciones del valor real que tendrá la implementación de la máquina.

Algunos de los datos obtenidos están basados en promedios de precio entre varios fabricantes que permiten presentar un cálculo del costo de cada componente, de manera que si se decidiera adquirir en una fuente diferente a la propuesta por los diseñadores se obtendría un valor similar. Los costos de materiales se han estimado para precio al detal de cada componente y la unidad de referencia para materiales en bruto como láminas de aluminio y láminas de acero es la de la masa, facilitando la cuantificación del costo por kilogramo de cada pieza diseñada.

Por su parte, los costos de mano de obra fueron estimados respecto al valor del SMMLV en Colombia para el año 2020 de salarios estimados propuesta por la ACIEM [123] donde se especifica el valor del salario mensual de un profesional en ingeniera mecánica de acuerdo con sus estudios posteriores. El otro factor para tener en cuenta para la mano de obra tiene que ver con los diferentes procesos que permiten la transformación de las piezas para su disposición final. En ese caso se ha realizado una estimación de los costos por hora de mecanizado según los servicios prestados por la Universidad de los Andes [124] para los procesos requeridos en el área de ingeniería mecánica.

En el caso de los CIF se ha estimado el valor de la energía eléctrica, el servicio de internet y los alquileres requeridos para la consecución del diseño de producto y el desarrollo de las diferentes piezas. A continuación, se describen los elementos del costo de producción con mayor detalle.

### **6.1. Materiales y materia prima**

Para el establecimiento de los costos de la materia prima se ha propuesto realizar una estimación basada en la división de los sistemas, en las cuales se describirán los elementos, las cantidades y el costo total de cada una de las piezas requeridas para lograr la fabricación de la máquina. Los valores estimados de cada componente están basados en una cotización promedio de diferentes proveedores que permitió determinar un valor estimado del costo de materiales en bruto. De la tabla 69 a la tabla 76 se pueden apreciar los datos de costo con mayor detalle.

**Tabla 69.***Costo del sistema pinza*

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio (COP)</b>
Mordaza 1	Aluminio 7075	1	\$ 6.200
Mordaza 2	Aluminio 7075	1	\$ 28.700
Cuchilla de mordaza 1	Aluminio 7075	1	\$ 350
Cuchilla de mordaza 2	Aluminio 7075	1	\$ 600
Eslabón 39,5mm	Aluminio 1060	2	\$ 100
Eslabón 23mm	Aluminio 1060	2	\$ 100
Eslabón 62mm	Aluminio 1060	2	\$ 250
Eslabón 35mm	Aluminio 1060	2	\$ 150
Placa Base	Aluminio 1060	1	\$ 9.350
Eje1,2	Acero SAE 4140	2	\$ 4.500
Eje 3	Acero SAE 4140	1	\$ 200
Eje 4	Acero SAE 4140	1	\$ 200
Engranaje Z18 M2	Acero C45	1	\$ 154.700
Engranaje Z18 M1	Acero C45	1	\$ 154.700
Engranaje Z19 M2	Acero C45	1	\$ 154.700
Engranaje Z 76 M1	Acero C45	1	\$ 214.200
Cojinete PCM 030403 E/VB055	Polímero	8	\$ 32.000
Cojinete PCM 050705 E	Polímero	4	\$ 20.750
Rodamiento W 61701- 2RS1	Acero Inoxidable	4	\$ 630.720
Motorreductor	N/A	1	\$ 122.200
Pasadores	Acero 304	8	\$ 2.800
Anillos de retención	Acero	20	\$ 10.000

**Nota:** descripción del costo de los elementos de la pinza.

**Tabla 70.***Costo del sistema hidráulico*

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio (COP)</b>
Unidad hidráulica Parker Oildyne 108	N/A	1	\$ 2.140.000
Cilindro Hidráulico SMC (CHSG)	Acero	1	\$ 700.000
Tornillos media rosca M10x1,25	Acero	4	\$ 2.800
Tuerca M10x1,25	Acero	4	\$ 520
Arandela M10x1,25	Acero	4	\$ 200
Placa de conexión	Acero 1045	1	\$ 2.750
Tornillos media rosca M10x1,5	Acero	4	\$ 2.800
Tuerca M10x1,5	Acero	4	\$ 520
Arandela M10x1,5	Acero	4	\$ 200
Unidad Lineal	N/A	1	\$ 2.049.900

**Nota:** descripción del costo de los elementos del sistema hidráulico y unidad lineal.

**Tabla 71.***Costo del sistema neumático*

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio (COP)</b>
Ventosa	Silicona	8	\$ 992.000
Generador de Vacío	N/A	2	\$ 1.255.300
Compresor	N/A	2	\$ 12.120.100
Racor rápido 10mm en T	PE	6	\$ 17.500
Racor Roscado en L 3/8 x 10mm	PE	8	\$ 29.150
Racor Roscado Macho 3/8 x10mm	PE	2	\$ 4.100
Racor Roscado Macho 1/4 x10mm	PE	2	\$ 3.800
Manguera (10 m)	PUR	1	\$ 127.450

**Nota:** descripción del costo de los elementos del sistema neumático.

**Tabla 72.***Costo del sistema de sujeción*

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio (COP)</b>
Engranaje Z39 M3	Acero C45	1	\$ 305.000
Engranaje Z41 M3	Acero C45	1	\$ 305.000
Eje roscado ( $\varnothing$ 50x280mm)	Acero SAE 4140	1	\$ 37.700
Eje Escalonado ( $\varnothing$ 53/ $\varnothing$ 50x280mm)	Acero SAE 4140	1	\$ 41.050
Barra Perforada ( $\varnothing$ 100/71x140mm)	Acero ST52	1	\$ 7.450
Barra Perforada ( $\varnothing$ 100/50x140mm)	Acero ST52	1	\$ 14.850
Soldadura MIG WA86	N/A	4	\$ 39.900
Estructura Perfil Cuadrado(140x140x3,6) x L 1,52m	Acero A36	2	\$ 397.000
Volante (200x20mm)	Acero 1020	1	\$ 24.000
Motorreductor Sinfín corona S.08-LAI63M6	N/A	1	\$ 979.000
Placa Circular ( $\varnothing$ 60xE10mm)	Aluminio 1060	2	\$ 55.400
Rodamiento BS2- 2210-2RS/VT143	Acero inoxidable	1	\$ 441.728
Rodamiento W 6210- 2RS1	Acero inoxidable	1	\$ 74.300

**Nota:** descripción del costo de los elementos del sistema de sujeción.

**Tabla 72.** (Continuación)

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio (COP)</b>
Rodamiento W 61810 R-2Z	Acero inoxidable	1	\$ 144.000
Anillos de Retención (∅50mm)	Acero	2	\$ 1.000
Platina Motorreductor	Acero SAE 1045	1	\$ 21.700
Platina 55x125	Acero SAE 1045	8	\$ 40.200
Soporte para Generador de Vacío	Acero SAE 1045	2	\$ 20.000
Tornillo M14x1,5	Acero	68	\$ 34.000

**Nota:** descripción del costo de los elementos del sistema de sujeción.

**Tabla 73.**

*Costo sistema de control*

<b>Descripción</b>	<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio (COP)</b>
Electroválvula 3/2 Biestable Neumática	N/A	1	\$ 141.500
Electroválvula 4/3 Biestable Hidráulica	N/A	1	\$ 350.000
Contador	N/A	1	\$ 89.000
Temporizador	N/A	5	\$ 155.000
Interruptor	N/A	1	\$ 10.200
Interruptor	N/A	1	\$ 16.600
Pulsador	N/A	4	\$ 14.500
Relé	N/A	13	\$ 77.100
Presostato	N/A	1	\$ 45.000
Sensores	N/A	6	\$ 84.000

**Nota:** descripción del costo de los elementos del sistema de control.

**Tabla 74.**

*Costo de Software e intangibles*

<b>Descripción</b>	<b>Precio (COP)</b>
Solid Edge	\$ 832.500
Skyciv	\$ 320.000
SAM ARTAS	\$ 250.000
Fluid Sim	\$ 155.000

**Nota:** descripción del costo de software e intangibles.

**Tabla 75.**

*Costo de equipos de cómputo*

<b>Descripción</b>	<b>Precio (COP)</b>
Computador Portátil	\$ 3.500.000

**Nota:** descripción del costo del equipo alquilado.

Todos los costos expuestos en las tablas se tomaron de diversas fuentes, tanto nacionales como extranjeras debido a que algunos componentes no son fáciles de obtener en medios locales por su complejidad en el funcionamiento, llevando a la estimación del costo de transporte e importación como porcentaje del valor real de cada una de las piezas. De igual manera se tomó el costo promedio del dólar en el mes de noviembre para realizar el cambio de tasa.

Finalmente, teniendo en cuenta todos los aspectos mencionados a lo largo de esta sección, se han establecido los costos de cada uno de los sistemas y el costo total de la materia prima y materiales necesarios para realizar la máquina obteniendo los valores descritos en la tabla 76.

**Tabla 76.**

*Costo total de materiales y materia prima*

<b>Sistema</b>	<b>Costo Total (COP)</b>
Pinza	\$ 1.547.470
Hidráulico	\$ 4.899.690
Neumático	\$ 14.549.400
Sujeción	\$ 2.983.278
Control	\$ 982.900
Software e Intangibles	\$ 5.057.500
<b>Total</b>	<b>\$ 30.020.238</b>

**Nota:** resumen y totalización de los costos de los materiales.

El valor estimado de todo lo necesario para iniciar la fabricación de la máquina tendrá un costo de **\$30.020.238** que podrá ser teniendo en cuenta por la empresa soporte como punto de partida en el establecimiento de un análisis financiero, donde se evalúen alternativas que permitan dar con la viabilidad del proyecto.

## **6.2. Mano de obra**

En esta sección se estipulan los costos relacionados con la intervención directa e indirecta de personal que permiten la fabricación de las piezas que componen la máquina. Los diseñadores han estimado que se requiere de un centro de mecanizado que cuente con máquinas como el torno convencional, el torno CNC, un taladro y una fresa. Todo ello para darle forma a las piezas que se extraen de la operación de corte que se realizará mediante plasma. En algunas piezas se requiere realizar una operación de soldadura mediante MIG por lo cual es necesario de una persona especializada para realizar esta operación.

Para complementar los costos de mano de obra se dispone de las horas trabajadas por los diseñadores a una tarifa estimada por el consejo profesional de ingeniería mecánica [123], de igual manera se establece una tarifa para el director de la tesis y por

último se tienen en cuenta dos personas que se harán cargo del montaje de las piezas una vez estas sean fabricadas.

La tarifa propuesta por los diseñadores corresponde a un precio establecido por la Universidad de los Andes en el año 2019 [124] y que estuvo sujeto a la proyección del precio para el año 2020 con la inflación del último trimestre obteniendo un valor de referencia que tendría actualmente cada uno de los servicios expuestos por medio de la tabla. A continuación, en la tabla 77 se especifican los costos obtenidos para la mano de obra requerida para el proyecto.

**Tabla 77.**

*Costo de mano de obra*

<b>Concepto</b>	<b>N° Horas</b>	<b>Valor Hora</b>	<b>Total (COP)</b>
Proponentes	1000	\$ 11.000	\$ 11.000.000
Asesor de Tesis	16	\$ 60.500	\$ 968.000
Servicio de Maquinado	13	\$ 40.000	\$ 520.000
Servicio de Soldadura	3	\$ 25.000	\$ 75.000
Servicio de Corte	5	\$ 32.600	\$ 163.000
Servicio de Montaje (2 Operarios)	8	\$ 6.250	\$ 100.000
<b>Total</b>			<b>\$ 12.826.000</b>

**Nota:** descripción del costo de mano de obra.

### **6.3. Costos Indirectos de Fabricación (CIF)**

Los costos indirectos de fabricación hacen referencia a todos los elementos adicionales que se tuvieron que usar para culminar el proyecto y que de cierta manera no están relacionados con la producción de la máquina, entre los que se destacan los servicios usados, la compra de un equipo que soporte los softwares utilizados y el alquiler de otro equipo durante los primeros dos meses de trabajo en el área de diseño.

El costo de la energía está ligado a la tarifa de estrato 3 expuesta por la empresa Enel Codensa que corresponde a la base de cálculo, el servicio de internet se ha tomado con una velocidad de navegación de 50 Mb de la empresa Claro y el alquiler se realizó con

un tercero que estableció un costo promedio de acuerdo con las características que requería el computador. En la tabla 78 se exponen los costos mencionados.

**Tabla 78.**

*Costos indirectos de fabricación*

<b>Concepto</b>	<b>N° de Horas</b>	<b>Valor Hora</b>	<b>Total (COP)</b>
Servicio de Internet	1000	\$ 150	\$ 150.000
Alquiler de Computador Portátil	500	\$ 1.200	\$ 600.000
Servicio de Energía Eléctrica	1000	\$ 85	\$ 85.000
		<b>Total</b>	<b>\$ 835.000</b>

**Nota:** descripción de costos indirectos de fabricación.

Para formular el costo total de producción del diseño planteado se deben sumar los tres elementos expuestos y establecer un porcentaje estimado para cualquier imprevisto que surja durante la fabricación o instalación de la maquina en el lugar correspondiente. En la tabla 79 se expone el valor total mencionado.

**Tabla 79.**

*Costo total de Producción*

<b>Concepto</b>	<b>Valor Total</b>
Materiales y materia prima	\$ 30.020.238
Mano de obra	\$ 12.826.000
Costos indirectos de fabricación	\$ 835.000
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 43.681.238</b>
Imprevistos (10%)	\$ 4.368.150
<b>Total</b>	<b>\$48.049.400</b>

**Nota:** resumen y totalización del costo de producción de la máquina.

## 7. CONCLUSIONES

La revisión bibliográfica de diferentes fuentes estableció un punto de partida en la identificación de los diferentes métodos de separación para el marco de aluminio del panel solar, demostrando que la forma más eficiente de ejecutar la separación es de forma mecánica.

La caracterización de los paneles solares se realizó de dos formas, tanto teórica como práctica resaltando aspectos de geometría y algunas complicaciones que derivaron en el análisis de posibles requerimientos para el diseño. La realización de un análisis visual determinó la formulación de una etapa de alistamiento previa a la ejecución de la separación del marco mediante la máquina que permitió reducir el esfuerzo que debía realizar el sistema hidráulico.

Para la selección del método adecuado se plantearon tres alternativas que daban solución a la problemática planteada, dando la oportunidad de realizar comparaciones entre cada una de ellas seleccionando la alternativa que mejor se ajustara a las especificaciones técnicas mínimas planteadas, con base en algunos criterios que involucraban aspectos técnicos, económicos y operativos.

La selección del método adecuado para la máquina dio paso al establecimiento de los sistemas que la componen, evidenciando limitantes de espacio, funcionalidad y algunos aspectos de costo y facilidad de adquisición que llevaron a la selección de los componentes que cumplieran de forma eficaz las especificaciones mínimas de diseño.

El diseño detallado de los diferentes elementos mecánicos se realizó siguiendo los aspectos teóricos postulados por autores como Shigley y Norton con el apoyo de algunas herramientas de computación que permitieron a los autores corroborar la información obtenida mediante los análisis técnicos planteados. Los resultados

obtenidos demostraron que los materiales empleados soportaban los esfuerzos con factores de seguridad mayores a 1,2 en cada uno de los casos de estudio.

Los elementos seleccionados por catálogo fueron analizados según su funcionamiento obteniendo valores mayores a 1,2 para los factores de seguridad correspondientes. En cada uno de los casos de selección se compararon las cargas o esfuerzos soportados contra las especificaciones de funcionamiento propuestas por el fabricante en la ficha técnica.

Se elaboraron los manuales de instalación, funcionamiento y mantenimiento teniendo en cuenta los estándares mínimos exigidos para el diseño de máquinas, estableciendo un especial énfasis en aspectos de seguridad industrial y preservación de la máquina para el caso del mantenimiento. Algunos detalles no se especificaron debido a la característica comercial que podría tener el proyecto a futuro para la Fundación Circular Crops.

Se determinó que la inversión inicial aproximada de la máquina sería de \$48.049.400 COP que se amortizaría en un periodo no mayor a 10 años teniendo en cuenta que el material extraíble se vende actualmente a un valor de \$6.234,16 COP/kg [125]. Según los estudios realizados durante la etapa de prefactibilidad del proyecto, cuyo beneficio neto podría verse reflejado en cuanto se tenga un nivel de inventarios estimado para el procesamiento de paneles solares.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] P. Bejarano. *Así están las energías renovables en el mundo*. Disponible en: <https://blogthinkbig.com/asi-estan-las-energias-renovables-en-el-mundo>.
- [2] R. Ladino, "La energía solar fotovoltaica como factor de desarrollo en zonas rurales de Colombia. Caso: vereda Carupana, municipio de Tauramena, departamento de Casanare," *Pontificia Universidad Javeriana. Bogotá, D.C., Marzo 2011*, pp. 135, 2011. Disponible en: <http://repository.javeriana.edu.co/bitstream/10554/1085/1/LadinoPeraltaRafaelEduardo2010.pdf>.
- [3] Min Ambiente, "*Política Nacional para la Gestión Integral de Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos*," 2017.
- [4] W. Aluminum. *Primary Aluminum Production*. Disponible en: <http://www.world-aluminium.org/statistics/primary-aluminium-production/#map>.
- [5] Ecología verde. *El Reciclaje de Aluminio es Infinito - Red de Desarrollo Sostenible de Colombia*. Disponible en: <https://www.rds.org.co/es/novedades/el-reciclaje-de-aluminio-es-infinito>.
- [6] M. Ruiz, C. Garay and R. Martínez, "El aluminio, material trascendente en la historia humana," *Ensayos*, vol. 21, (6), pp. 3-9, 2017. Disponible en: [http://www.utm.mx/edi\\_anteriores/temas61/T61\\_1E1\\_EI%20aluminio.pdf](http://www.utm.mx/edi_anteriores/temas61/T61_1E1_EI%20aluminio.pdf).
- [7] D. G. Fink, H. W. Beaty and J. M. Carroll, *Manual Práctico De Electricidad Para Ingenieros: Tomo 1*. Reverté S.A., 1981.
- [8] D. R. Askeland, *La Ciencia E Ingeniería De Los Materiales*. México D.F.: Editorial Iberoamérica, 1987.
- [9] UPME, "Aluminio. Caracterización y análisis de mercado internacional de minerales en el corto, mediano, y largo plazo con vigencia al año 2035," *Educación Química*, vol. 14, (1), pp. 52, 2018. Disponible en: [http://www1.upme.gov.co/simco/Cifras-Sectoriales/Datos/mercado-inter/Producto2\\_Aluminio\\_FINAL\\_12DIC2018.pdf](http://www1.upme.gov.co/simco/Cifras-Sectoriales/Datos/mercado-inter/Producto2_Aluminio_FINAL_12DIC2018.pdf). DOI: 10.22201/fq.18708404e.2003.1.66272.
- [10] M. Garside. (Feb 13,). *Bauxite reserves worldwide top countries 2019*. Disponible en: <https://www.statista.com/statistics/271671/countries-with-largest-bauxite-reserves/>.
- [11] *Mercado Nacional de Bauxita*. Disponible en: [http://www1.upme.gov.co/simco/Cifras-Sectoriales/Datos/mercado-inter/Producto2\\_Aluminio\\_FINAL\\_12DIC2018.pdf](http://www1.upme.gov.co/simco/Cifras-Sectoriales/Datos/mercado-inter/Producto2_Aluminio_FINAL_12DIC2018.pdf).

- [12] L. Bolaños, "Alumina y Aluminum se enfrentan por medidas antidumping del Gobierno," *La República*, 2017. Disponible en: <https://www.larepublica.co/empresas/alumina-y-aluminum-se-enfrentan-por-medidas-antidumping-del-gobierno-2509941>.
- [13] F. Del Pero *et al*, "Innovative device for mechanical treatment of End-of-Life photovoltaic panels: Technical and environmental analysis," *Waste Manage.*, vol. 95, pp. 535-548, 2019. DOI: 10.1016/j.wasman.2019.06.037.
- [14] Ferretería Florencia. *Los usos del aluminio en la industria y la vida cotidiana*. Disponible en: <http://www.ferreteriaflorencia.com/los-usos-del-aluminio-en-la-industria-y-vida-cotidiana>.
- [15] *Panel Fotovoltaico*. Disponible en: <https://solar-energia.net/energia-solar-fotovoltaica/elementos/panel-fotovoltaico>.
- [16] *Historia de la energía solar fotovoltaica*. Disponible en: [https://www.energiza.org/index.php?option=com\\_content&view=article&id=624&catid=22&Itemid=111](https://www.energiza.org/index.php?option=com_content&view=article&id=624&catid=22&Itemid=111).
- [17] (Mar 31,). *Últimos avances de células fotovoltaicas en 2020*. Disponible en: <https://esenergia.es/celulas-fotovoltaicas-2020/>.
- [18] *Paneles Solares, Tipos y Eficiencias*. Disponible en: <https://deltavolt.pe/energia-renovable/energia-solar/paneles-solares>.
- [19] Certificados Energéticos. *Energía solar y sus beneficios ¿Qué es el efecto fotovoltaico?* Disponible en: <https://www.certificadosenergeticos.com/energia-solar-beneficios-que-efecto-fotovoltaico>.
- [20] M. A. Gutiérrez Bernal, "Aplicación de la tecnología fotovoltaica de capa fina en empresas de sector logístico," Jun 1, 2014.
- [21] (May 29,). *EERR-T4: E solar fotovoltaica - Efecto fotovoltaico*. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=9SVnpWChlQc>.
- [22] Tecnológico de estudios superiores de Ecatepec, *Libro De Ciencia Y Tecnología N°2*. (1st ed.) México: Tecnológico de estudios superiores de Ecatepec, 2009.
- [23] *Paneles solares*. Disponible en: <https://www.areatecnologia.com/electricidad/paneles-solares.html>.
- [24] Colegio oficial de ingenieros de telecomunicación, *Energía Solar Fotovoltaica*. (1st ed.) Madrid: COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS DE TELECOMUNICACIÓN, 2002.

- [25] "May 10, ". 2013.
- [26] Wealthdaily. *Solar Technology*. Disponible en: <https://www.wealthdaily.com/report/solar-technology/1409>.
- [27] *Componentes de una instalación fotovoltaica*. Disponible en: <https://www.mheducation.es/bcv/guide/capitulo/8448171691.pdf>.
- [28] ("Jun 10, "). *¿En qué consisten las generaciones de los paneles solares?* Disponible en: <https://solarenergia.mx/productos/en-que-consisten-las-generaciones-de-los-paneles-solares/>.
- [29] W. Badawy, "A review on solar cells from Si-single crystals to porous materials and quantum dots," *Elsevier*, vol. 6, (2), pp. 123-132, 2015. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2090123213001331>.
- [30] M. A. Green, "Third generation photovoltaics: Solar cells for 2020 and beyond," *Elsevier*, vol. 14, (1), pp. 65-70, 2002. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1386947702003612>.
- [31] *Fabricación de paneles solares*. Disponible en: [http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n\\_paneles\\_a.pdf](http://www.fisica.uji.es/priv/web%20master%20SIH007/temes/treballs/1%20fabricaci%F3n_paneles_a.pdf).
- [32] *Fábrica de paneles fotovoltaicos*. Disponible en: <http://www.tecnovarenovables.com/content/posts/post4-pdf1.pdf>.
- [33] G. Huitron-Peña *et al*, "Proceso no automatizado de fabricación de paneles fotovoltaicos: el primer paso hacia la automatización de la industria fotovoltaica," *Innovación Y Desarrollo Tecnológico*, vol. 9, (1), 2017. Disponible en: <https://iydt.files.wordpress.com/2017/07/02-proceso-no-automatizado-de-fabricacic3b3n-de-paneles-fotovoltaicos.pdf>.
- [34] *Fijación de bastidores fotovoltaicos*. Disponible en: <https://www.tesa.com/es-es/industria/energias-renovables/industria-aeronautica/fijacion-de-bastidores-fotovoltaicos>.
- [35] H. Rodríguez, "Desarrollo de la energía solar en Colombia y sus perspectivas ," *Revista De Ingeniería*, (28), 2009. Disponible en: [http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0121-49932008000200012](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-49932008000200012).
- [36] *Ley 1715 de 2014*. Disponible en: [https://www.upme.gov.co/Normatividad/Nacional/2014/LEY\\_1715\\_2014.pdf](https://www.upme.gov.co/Normatividad/Nacional/2014/LEY_1715_2014.pdf)

- [37] *Cálculo de paneles solares*. Disponible en: [https://www.paneles-solares.org/calculo/#Cuantos\\_Paneles\\_Solares\\_necesito\\_para\\_generar\\_1\\_MW](https://www.paneles-solares.org/calculo/#Cuantos_Paneles_Solares_necesito_para_generar_1_MW).
- [38] Redacción Economía, "*Se fortalece la energía solar en Colombia*," *El Espectador*, 2019. Disponible en: <https://www.elespectador.com/noticias/economia/se-fortalece-la-energia-solar-en-colombia/>.
- [39] Redacción Bibo, "*La granja de energía solar más grande de Colombia*," 2017. Disponible en: <https://www.elespectador.com/noticias/medio-ambiente/la-granja-de-energia-solar-mas-grande-de-colombia/>.
- [40] X. González, "*Ecopetrol completará tres granjas solares en Colombia en los próximos dos años*," 2019. Disponible en: <https://www.larepublica.co/economia/ecopetrol-completara-tres-granjas-solares-en-colombia-en-los-proximos-dos-anos-2922578>.
- [41] *La nueva granja solar de GreenYellow en Colombia puede producir 1.4 Gigavatios por año*. Disponible en: <https://www.xataka.com.co/ecologia-y-naturaleza/la-nueva-granja-solar-de-greenyellow-en-colombia-puede-producir-1-4-giga-vatios-por-ano>.
- [42] *Inicia operaciones Celsia Solar Bolívar, la nueva granja de generación de energía solar de Celsia para beneficio de los colombianos*.
- [43] J. González, "*Tecnoglass invertirá US\$15 millones en la generación de energía renovable*," 2017. Disponible en: <https://www.larepublica.co/empresas/tecnoglass-invertira-us15-millones-en-la-generacion-de-energia-renovable-2537168>.
- [44] I. Beleño, "*La Universidad Nacional instalará paneles solares en la Facultad de Medicina*," 2018. Disponible en: <https://www.larepublica.co/especiales/exposolar/la-universidad-nacional-instalara-paneles-solares-en-la-facultad-de-medicina-2719014>.
- [45] X. González, "*Compañías colombianas que invierten en paneles solares para reducir la generación de CO2*," 2020. Disponible en: <https://www.larepublica.co/especiales/colombia-potencia-energetica/companias-colombianas-que-invierten-en-paneles-solares-para-reducir-la-generacion-de-c02-2966242>.
- [46] El Tiempo, "*Así es el sistema de paneles solares más grande de Bogotá*," 2018. Disponible en: <https://www.eltiempo.com/bogota/el-sistema-de-paneles-solares-mas-grande-de-bogota-206482>.

- [47] La Razon.co, "En Córdoba se construye el primer parque solar a gran escala de Colombia ," 2020. Disponible en: <https://larazon.co/cordoba/cordoba-sera-la-sede-del-primer-parque-solar-a-gran-escala-de-colombia/>.
- [48] E. Contreras and W. Piragauta, "Diseño De Planta Fotovoltaica En El Campus De La Universidad Cooperativa De Colombia Sede Villavicencio Meta, Colombia." , Universidad Cooperativa de Colombia, 2018.
- [49] David Strachala *et al*, "Methods for recycling photovoltaic modules and their impact on environment and raw material extraction," vol. 22, (3), 2017. Disponible en: [https://publik.tuwien.ac.at/files/publik\\_267021.pdf](https://publik.tuwien.ac.at/files/publik_267021.pdf).
- [50] C. E. L. Latunussa *et al*, "Life Cycle Assessment of an innovative recycling process for crystalline silicon photovoltaic panels," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 156, pp. 101-111, 2016. Disponible en: <https://search.datacite.org/works/10.1016/j.solmat.2016.03.020>. DOI: 10.1016/j.solmat.2016.03.020.
- [51] M. S. Chowdhury *et al*, "An overview of solar photovoltaic panels' end-of-life material recycling," *Energy Strategy Reviews*, vol. 27, pp. 100431, 2020. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.esr.2019.100431>. DOI: 10.1016/j.esr.2019.100431.
- [52] M. Lunardi *et al*, "Comparative Life Cycle Assessment of End-of-Life Silicon Solar Photovoltaic Modules," *Applied Sciences*, vol. 8, (8), pp. 1396, 2018. Disponible en: <https://search.proquest.com/docview/2322348442>. DOI: 10.3390/app8081396.
- [53] EcoActiv. *Solar Panel Recycling Melbourne*. Disponible en: <https://www.ecoactiv.com.au/solar-panel-recycling/>.
- [54] M. M. Lunardi, J. P. Alvarez-Gaitan and Corkish, José I. Bilbao and Richard, "A Review of Recycling Processes for Photovoltaic Modules," *Solar Panels and Photovoltaic Materials*, 2018. Disponible en: <https://www.intechopen.com/books/solar-panels-and-photovoltaic-materials/a-review-of-recycling-processes-for-photovoltaic-modules>. DOI: 10.5772/intechopen.74390.
- [55] K. Komoto and J. Lee, *End-of-Life Management of Photovoltaic Panels: Trends in PV Module Recycling Technologies*. 2018.
- [56] EcoInventos. *Francia inaugura la primera planta de reciclaje fotovoltaico del mundo*. Disponible en: <https://ecoinventos.com/primer-planta-de-reciclaje-fotovoltaico-del-mundo/>.

- [57] K. Pickerel. (-04-02T12:30:00+00:00). *It's time to plan for solar recycling in the United States*. Disponible en: <https://www.solarpowerworldonline.com/2018/04/its-time-to-plan-for-solar-panel-recycling-in-the-united-states/>.
- [58] P. Dias and H. Veit, "Recycling crystalline silicon photovoltaic modules," in *Emerging Photovoltaic Materials* Anonymous Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc, 2018, pp. 61-102.
- [59] ANTEC Solar. *Garantía y reciclaje*. Disponible en: <https://www.antic-solar.de/solarservice-es-ES/garantia-y-reciclaje/>.
- [60] N. Filatoff. (Ene 18,). *Australia's first solar-panel recycler plans to help green the full life cycle of components*. Disponible en: <https://www.pv-magazine-australia.com/2019/01/18/australias-first-solar-panel-recycler-plans-to-help-green-the-full-life-cycle-of-components/>.
- [61] Rinovasol. *RINOVASOL - Recycling & Refurbishment Solar Panels*. Disponible en: <https://www.rinovasol.com/>.
- [62] Min Ambiente, "*Decreto 284 del 15 de febrero de 2018: Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos-RAEE*," 2018.
- [63] Siemens PLM Software, "*Solid Edge*," vol. ST9, 2016.
- [64] K. T. Ulrich and S. D. Eppinger, *Diseño Y Desarrollo De Productos* . (Quinta ed.) México D.F.: McGraw Hill, 2013.
- [65] *Ficha técnica RSM60-280P* . Disponible en: [https://cdn.ensolar.com/Product/pdf/Crystalline/5a9f69d57cee7.pdf?\\_ga=2.244046598.2057388956.1596729420-205645357.1590167834](https://cdn.ensolar.com/Product/pdf/Crystalline/5a9f69d57cee7.pdf?_ga=2.244046598.2057388956.1596729420-205645357.1590167834).
- [66] *Paneles solares de 24V. 60 o 72 células*. Disponible en: [https://www.rebacas.com/blog-baterias/8\\_paneles-solares-de-24v-60-o-72-celulas.html#:~:text=Uno%20de%20los%20datos%20m%C3%A1s,c%C3%A9lulas%20ronda%20los%2036%20voltios](https://www.rebacas.com/blog-baterias/8_paneles-solares-de-24v-60-o-72-celulas.html#:~:text=Uno%20de%20los%20datos%20m%C3%A1s,c%C3%A9lulas%20ronda%20los%2036%20voltios).
- [67] *¿Cuáles son los tamaños estándar de los paneles solares fotovoltaicos?* Disponible en: <https://ecoinventos.com/tamanos-estandar-paneles-solares-fotovoltaicos/#:~:text=Altura%20160%2D170%20cm.,190%20W%20y%20200%20W>).
- [68] C. Herrera, "*Estudio De Fallo En Uniones Adhesivas Con Materiales Compuestos*." , Universidad de Sevilla, 2013.
- [69] *3M VHB W20F Cinta adhesiva para unión estructural de paneles metálicos* . Disponible en: <https://xdoc.mx/preview/vhb-w20f-5dfa8a220fa98>.

- [70] *3M Solar Acrylic Foam Tape 2204.* Disponible en: <https://multimedia.3m.com/mws/media/697633O/3m-solar-acrylic-foam-tape-2204.pdf>.
- [71] *3M Solar Acrylic Foam Tape 2304.* Disponible en: <https://multimedia.3m.com/mws/media/697647O/3m-solar-acrylic-foam-tape-2304.pdf>.
- [72] *Tesa 62508. Cinta doble faz de espuma de PE.* Disponible en: <https://www.tesa.com/es-co/industria/tesa-62508.html>.
- [73] *Tesa 62510. Cinta doble faz de PE.* Disponible en: <https://www.tesa.com/es-es/industria/tesa-62510.html>.
- [74] *Tesa 62512. Cinta adhesiva doble faz de PE.* Disponible en: <https://www.tesa.com/en/industry/tesa-62512.html>.
- [75] *Scapa 5464. PE Double sided foam tape.* Disponible en: [https://devtec.co.il/wp-content/uploads/2016/09/TDS\\_5464\\_Devtec.pdf](https://devtec.co.il/wp-content/uploads/2016/09/TDS_5464_Devtec.pdf).
- [76] D. R. Askeland, *La Ciencia E Ingeniería De Los Materiales* . (Primera ed.) México D.F.: Grupo Editorial Iberoamérica, 1987.
- [77] A. Suarez, "Diseño E Implementación De Una Pinza Automatizada Para La Apertura De Recipientes Contenedores En La Celda has 200." , Universidad Distrital Francisco José de Caldas, 2016.
- [78] Artas Engineering Software, "*SAM Software*," vol. 6.0,
- [79] *Aluminio 2024.* Disponible en: <http://aluminiosymetalesunicornio.com.mx/2024.html>.
- [80] *Lámina de aluminio 2024-T3.* Disponible en: [https://es.made-in-china.com/co\\_be1ec1dd9d7b604e/product\\_Aluminum-Sheet-2024-T3\\_erngeuhy.html](https://es.made-in-china.com/co_be1ec1dd9d7b604e/product_Aluminum-Sheet-2024-T3_erngeuhy.html).
- [81] *7075 Aluminio-Zinc.* Disponible en: [https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa\\_7075\\_aluminio.pdf](https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_7075_aluminio.pdf).
- [82] *Láminas de duraluminio importado 7075-T6.* Disponible en: <http://fundural.com/principal/productos-duraluminio-importado.html>.
- [83] *6061 Aluminio-Magnesio-Silicio.* Disponible en: [https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa\\_6061\\_aluminio\(1\).pdf](https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_6061_aluminio(1).pdf).

- [84] Minerale y Metalurgia, "Aluminio 6061-6063-7075," 2020. Disponible en: [https://spanish.alibaba.com/product-detail/good-quality-6061-6063-7075-t6-aluminium-sheet-6061-6063-7075-t6-aluminium-plate-for-building-decoration-62514729815.html?spm=a2700.md\\_es\\_ES.maylikeexp.3.16422757vR6F18](https://spanish.alibaba.com/product-detail/good-quality-6061-6063-7075-t6-aluminium-sheet-6061-6063-7075-t6-aluminium-plate-for-building-decoration-62514729815.html?spm=a2700.md_es_ES.maylikeexp.3.16422757vR6F18).
- [85] Alacermas, "6063 Aluminio-Magnesio-Silicio," 2019. Disponible en: [https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa\\_6063\\_aluminio.pdf](https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_6063_aluminio.pdf).
- [86] Jiangsu Yiwanhong International Trading Co., Ltd., "Lámina de aluminio 1050 1060 1100," 2020. Disponible en: [https://es.made-in-china.com/co\\_yiwanhong/product\\_Factory-Price-Al-Embossed-Aluminum-Sheet-1050-1060-1100\\_reyhehoug.html](https://es.made-in-china.com/co_yiwanhong/product_Factory-Price-Al-Embossed-Aluminum-Sheet-1050-1060-1100_reyhehoug.html).
- [87] Riesa, "Aluminio Riesa," 2020. Disponible en: <https://aluminoriesa.com/Cat%C3%A1logo%20Aluminio%20RIESA.pdf>.
- [88] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley*. (Octava ed.) México D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2008.
- [89] *Motor DC Reductor 12 V 5,5 rpm S330024*. Disponible en: <http://www.superrobotica.com/S330024.htm>.
- [90] Acero 1045. Disponible en: <https://www.ferrocortes.com.co/acero-sae-1045/>.
- [91] R. L. Norton, *Diseño De Máquinas: Un Enfoque Integrado*. (Cuarta ed.) México D.F.: Pearson, 2011.
- [92] S. Carigliano and P. Comino, "SkyCiv Software," 2020.
- [93] R. G. Budynas and A. M. Sadegh, *Straight Beams (Common Case) Elastically Stressed*. (Ninth Edition ed.) 2020 Disponible en: <https://ezproxy.uamerica.edu.co:2056/content/book/9781260453751/toc-chapter/chapter8/section/section2>.
- [94] Acero *inoxidable AISI 304*. Disponible en: <https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/>.
- [95] F. P. Beer and E. R. Johnston Jr, *Mecánica De Materiales*. (Tercera ed.) 2004.
- [96] *Pasadores Cilíndricos DIN - 6325*. Disponible en: <https://rodavigo.net/datos/11573/6191157300084.pdf>.
- [97] *Catalogo Rotor Clip*. Disponible en: [https://www.rotorclip.com/downloads/spanish\\_catalog.pdf](https://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf).

- [98] *Rendimiento y condiciones de funcionamiento.* Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/performance-and-operating-conditions>.
- [99] *Rodamientos rígidos de bolas W 61701-2RS1.* Disponible en: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%2061701-2RS1>.
- [100] *Cojinetes de fricción PCM 030403 E/VB055.* Disponible en: <https://www.skf.com/es/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCM%20030403%20E%20VB055>.
- [101] *Cojinetes de fricción PCM 050705 E.* Disponible en: <https://www.skf.com/es/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCM%20050705%20E>.
- [102] *Unidades Hidráulicas Industriales .* Disponible en: <https://www.parker.com/literature/Mexico/Unidades%20Hidr%C3%A1licas%20Industriales.pdf>.
- [103] J. Roldan Vloria, *Prontuario De Hidráulica Industrial : Electricidad Aplicada.* Australia: Paraninfo, 2001.
- [104] *Cilindros hidráulicos .* Disponible en: [https://www.smc.eu/portal\\_ssl/WebContent/local/ES/cilindros\\_hidraulicos/CH\\_cat\\_es.pdf](https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf).
- [105] *Roller guide actuators-SQ ZST.* Disponible en: [https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt\\_sqzst\\_en.pdf](https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/lineartechnik/en/lt_sqzst_en.pdf).
- [106] *Servomotores .* Disponible en: [https://rose-krieger.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/rk-ac-servomotoren-rk-rose-krieger?info=rose\\_krieger%2Flinearkomponenten%2Flineareinheiten%2Fstruktur\\_kenner\\_motoren%2Fmotoren%2Fmotoren\\_servo%2Frk\\_ac\\_servomotor\\_assytable.prj&cwid=0072](https://rose-krieger.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/rk-ac-servomotoren-rk-rose-krieger?info=rose_krieger%2Flinearkomponenten%2Flineareinheiten%2Fstruktur_kenner_motoren%2Fmotoren%2Fmotoren_servo%2Frk_ac_servomotor_assytable.prj&cwid=0072).
- [107] *Ejemplos de cálculo de vacío.* Disponible en: <http://esperia.es/automatizacion/uploads/2019/01/09-Ejemplos-de-calculo-de-vacio.pdf>.
- [108] *Sistemas de Medida Fricción.* Disponible en: <https://www.medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion/lang-es-ES>.
- [109] *Ventosas VAS/VASB.* Disponible en: [https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb\\_gb/data/doc\\_ES/PDF/ES/VAS\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/VAS_ES.PDF).

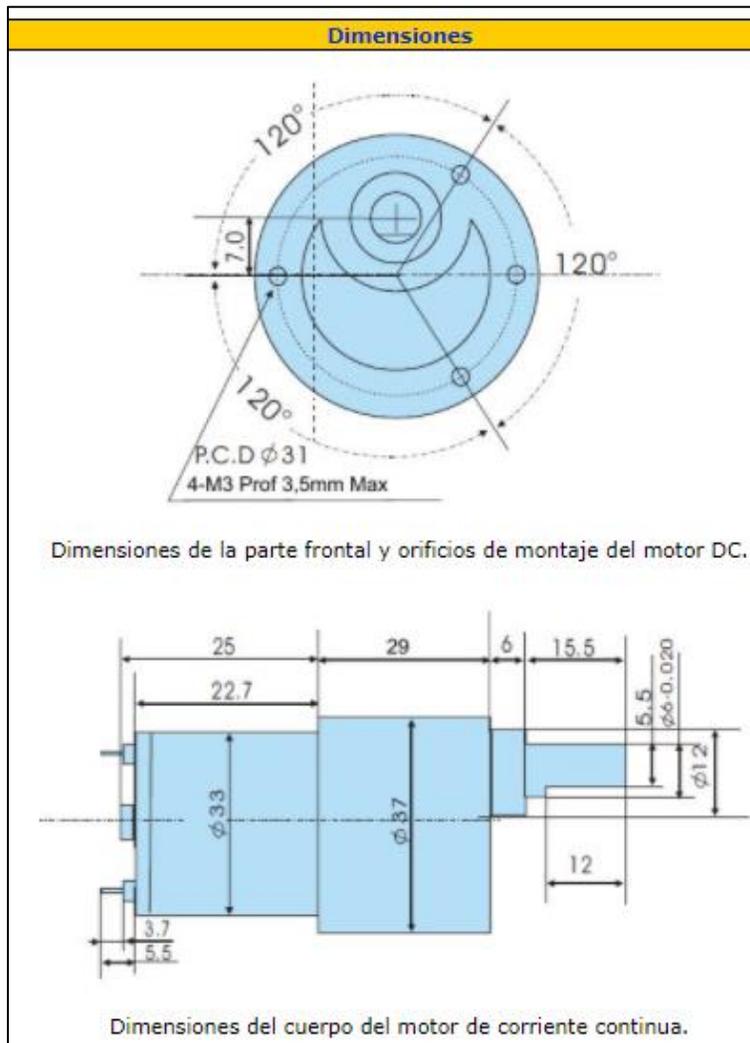
- [110] *Racores rápidos roscados QS*. Disponible en: [https://www.festo.com/cat/es-co\\_co/data/doc\\_es/PDF/ES/QS\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/PDF/ES/QS_ES.PDF).
- [111] J. Cayancela and E. Colcha, "Diseño Y Construcción De Un Módulo De Automatización Del Proceso De Ensamblaje Usando Ventosa Neumática, Controlado Con Plc Y Pantalla Táctil Para La Facultad De Mecánica De La Epoch." , ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, 2015.
- [112] *Toberas de aspiración*. Disponible en: [https://www.festo.com/cat/en-gb/data/doc\\_ES/PDF/ES/VN\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb/data/doc_ES/PDF/ES/VN_ES.PDF).
- [113] *Catálogo Puska*. Disponible en: <https://www.puska.com/content/dam/brands/Puska/catalogos/Catalogo-Tarifa-PUSKA-2018.pdf>.
- [114] *MOTOX GEARED MOTORS*. Disponible en: [http://agp.com.co/pdf/MOTOX\\_WORM.pdf](http://agp.com.co/pdf/MOTOX_WORM.pdf).
- [115] *Rodamiento de rodillos a rótulas BS2-2210-2RS/VT143*. Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-BS2-2210-2RS%2FVT143>.
- [116] *Rodamientos rígidos de bolas W 6210-2*. Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%206210-2RS1>.
- [117] *Manipulación Manual de Cargas*. Disponible en: <https://www.uma.es/publicadores/prevencion/wwwuma/183.pdf>.
- [118] *Guía de electrodos para soldar WEST ARCO*. Disponible en: <https://www.westarco.com/westarco/sp/support/documentation/upload/catalogo-resumido-westarco.pdf>.
- [119] FESTO, "*FluidSIM*," vol. 4.5, 2018.
- [120] *Los 9 Tipos De Pulsadores Eléctricos Industriales Más Usados*. Disponible en: <https://electromundo.pro/9-tipos-de-pulsadores-electricos-industriales/>.
- [121] *Interruptor de parada de emergencia de luz led impermeable HABOO IP63 dia.16mm 3NO + 3NC interruptor e-stop 6V 12V 24V 110V 220V*. Disponible en: <https://es.aliexpress.com/i/864524922.html>.

- [122] *Electroválvulas de 3/2 vías para neumática*. Disponible en: <https://www.burkert.es/es/products/sistemas-neumaticos-e-interfaces-de-proceso/valvulas-neumaticas/valvulas-de-3-2-vias/134612>.
- [123] *Manual de referencia de tarifas en Ingeniería (Contratación de servicios profesionales)*. Disponible en: <https://aciem.org/manual-de-referencia/>.
- [124] *Precios estudiantes IMEC 2019*. Disponible en: [https://mecanica.uniandes.edu.co/sites/default/files/IMEC/Laboratorios/Formatos/COSTOS\\_2019\\_LABORATORIO\\_ML-027.pdf](https://mecanica.uniandes.edu.co/sites/default/files/IMEC/Laboratorios/Formatos/COSTOS_2019_LABORATORIO_ML-027.pdf).
- [125] IndexMundi. *Aluminio - Precio Mensual (Peso colombiano por Tonelada) - Precios de Materias Primas*. Disponible en: <https://www.indexmundi.com/es/precios-de-mercado/?mercancia=aluminio&meses=12&moneda=cop>.

## **ANEXOS**

ANEXO 1.  
MOTORREDUCTOR S330024

Especificaciones	
Tensión Nominal	12V
Velocidad Sin carga	5,5 rpm
Consumo sin carga	20 mA
Consumo nominal	< 100 mA
Velocidad nominal	4 rpm
Fuerza nominal	10 kgf·cm / 0,98 N·m
Fuerza a máxima eficiencia	30 kgf·cm / 2,94 N·m
Consumo en frenado	400 mA
Potencia de salida	0,4 W
Diámetro Máximo	37 mm
Diámetro Eje	6 mm
Rosca fijación	4 x M3



## ANEXO 2. PASADORES

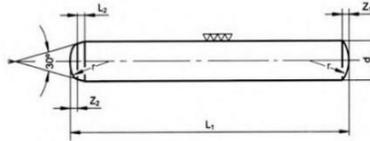
### PASADORES CILINDRICO DIN-6325

**Precisión:**  
DIN 6325 / ISO 8734

**Material:**  
BO-1 (1.2510)

**Dureza:**  
60 ± 2HRC

**Forma de Pedido:**  
d x L<sub>1</sub>



dm6	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
l <sub>2</sub>	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0
r	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	16	20
z1	0,23	0,3	0,4	0,45	0,6	0,75	0,9	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3
z2	0,12	0,18	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,3	1,3	1,7	2

L <sub>1</sub>	4	•	•																	
	5	•	•																	
	6	•	•	•	•															
	8	•	•	•	•	•	•	•												
	10	•	•	•	•	•	•	•	•											
	12	•	•	•	•	•	•	•	•	•										
	14	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•									
	16	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•								
	18	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•							
	20	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•						
	24	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•						
	28		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•					
	30		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
	32		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•			
	36			•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•		
	40				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
	45				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
	50				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
	55				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
	60				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
70				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
80				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
90				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
100				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
120				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
130				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
140				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
150				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	

Bajo demanda fabricamos cualquier medida especial.



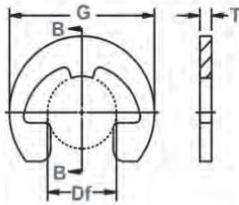
## ANEXO 3.

### ANILLOS DE RETENCIÓN

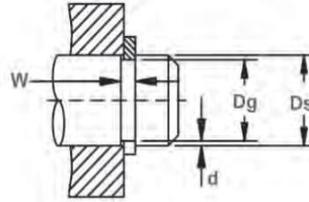


#### Ensamblaje Externo Reforzado Tipo "E" Métrico ANSI

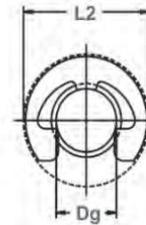
El anillo de retención de MRE es una versión reforzada del anillo ME, el cual acomodará mayores cargas de empuje y RPM. El anillo MRE funciona en el mismo surco como anillos E regulares, por lo que puede cambiar de uno a otro sin la aplicación de ingeniería.



Diámetro libre y medidas del anillo con sección B-B



Diámetro del eje y dimensiones de la ranura



Diámetro límite instalado en la ranura

NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE		TAMAÑO DE RANURA						TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO				ESPACIO LIBRE			CARGA DE EMPUJE (kN)	
			DIÁMETRO		ANCHURA		PROFUNDIDAD		DIÁMETRO LIBRE		ESPESOR***		Peso Por 1000 Piezas	Diám. exterior. libre. Ref. No.	Li-berado en la ranura	Límites de esquinas rectas	
			Dg	Tol.	F.I.M.*	W	Tol.	d	Df	Tol.	T	Tol.				kg	G
MRE-4	4	0.157	3.00	-0.05	0.05	0.7		0.50	2.90	+0.05-0.08	0.6		0.14	8.50	8.9	0.6	0.18
MRE-5	5	0.197	3.85		0.05	0.7		0.57	3.65		0.6		0.18	9.50	9.9	0.8	0.27
MRE-6	6	0.236	4.85	-0.10	0.05	0.7		0.57	4.65	+0.08	0.6		0.24	11.35	11.8	1.0	0.34
MRE-7	7	0.276	5.40		0.08	0.7		0.80	5.20	-0.08	0.6		0.32	13.10	13.7	1.1	0.54
MRE-8	8	0.315	6.40		0.08	0.7		0.80	6.15		0.6	±0.06	0.36	14.95	15.6	1.3	0.63
MRE-9	9	0.354	7.10		0.10	1.0	+0.15	0.95	6.75		0.9		0.60	15.70	16.4	2.2	0.80
MRE-10	10	0.394	7.80		0.10	1.0		1.10	7.45		0.9		0.68	16.75	17.5	2.4	1.10
MRE-11	11	0.433	8.80	-0.15	0.10	1.0		1.10	8.45	+0.10	0.9		0.86	18.95	19.7	2.7	1.20
MRE-12	12	0.472	9.50		0.10	1.2		1.25	9.10	-0.10	1.1		1.20	19.60	20.4	3.5	1.50
MRE-13	13	0.512	10.2		0.10	1.2		1.40	9.80		1.1		1.45	20.55	21.3	3.9	1.70
MRE-14	14	0.551	11.2		0.10	1.2		1.40	10.90		1.1		1.60	22.10	22.8	4.2	1.90
MRE-15	15	0.591	11.8		0.10	1.2		1.60	11.50		1.1		1.75	23.20	23.9	4.5	2.30

\* F.I.M. (MOVIMIENTO TOTAL DE INDICADOR)- DESVIACIÓN MÁXIMA PERMITIDA DE CONCENTRICIDAD ENTRE RANURA Y EJE.  
 IBASADO EN LAS CARCASAS Y EJES FABRICADOS CON ACERO LAMINADO EN FRIO. PARA UNA EXPLICACION DE LAS FORMULAS APLICADAS PARA DERIVAR LAS CARGAS DE EMPUJE Y OTROS DATOS DEL RENDIMIENTO, PONGASE EN CONTACTO CON EL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA DE ROTOR CLIP.  
 \*\*\* PARA LOS ANILLOS DE RETENCIÓN CON RECUBRIMIENTO ELECTROLITICO, AÑADA 0,05 AL ESPESOR MÁXIMO INDICADO EL ESPESOR DE ANILLO MÁXIMO SERA UN MINIMO DE 0,005 MENOR QUE LA ANCHURA (W) MINIMA DE RANURA INDICADA.



## ANEXO 4.

### RODAMIENTOS W 61701-2RS1

**SKF**

Generado desde {sitio} el {fecha}



## W 61701-2RS1

### Rodamientos rígidos de bolas

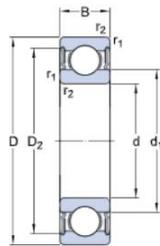
#### Datos de los rodamientos

Tolerancias,  
Normal (métrica), P6, P5, Normal (en  
pulgadas),  
Juego radial interno,  
Pares de rodamientos apareados,  
Acero inoxidable  $d < 10$  mm, Otros  
rodamientos

#### Interfaces del rodamiento

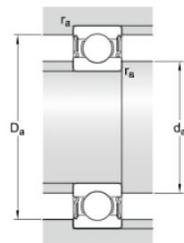
Tolerancias de los asientos  
para condiciones estándares,  
Tolerancias y ajustes resultantes

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	12 mm
D	18 mm
B	4 mm
d <sub>1</sub>	≈ 13.86 mm
d <sub>2</sub>	≈ 13.86 mm
D <sub>2</sub>	≈ 16.7 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.2 mm



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	min. 13.5 mm
d <sub>a</sub>	max. 13.5 mm
D <sub>a</sub>	max. 17 mm
r <sub>a</sub>	max. 0.2 mm

**SKF**

Página {página} de 4

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	0.527 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	0.265 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.011 kN
Velocidad límite		22000 r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.015
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	8.2

## MASA

Rodamiento de masa		0.0029 kg
--------------------	--	-----------

## ANEXO 5.

### COJINETES PCM 030403 E/VB055

**SKF**

Generado desde {sitio} el {fecha}



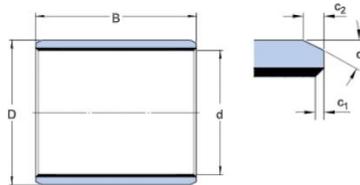
#### PCM 030403 E/VB055

#### Cojinetes de fricción

Datos de los cojinetes de fricción  
Tolerancias,  
Juego de funcionamiento

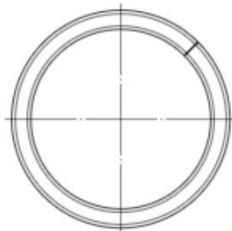
Diseño de las disposiciones  
de cojinetes de fricción  
Tolerancias de ejes y soportes

#### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	3 mm
D	4.5 mm
B	3 mm
c <sub>1</sub>	min. 0.1 mm
c <sub>1</sub>	max. 0.4 mm
c <sub>2</sub>	min. 0.2 mm
c <sub>2</sub>	max. 0.8 mm
$\alpha$	$\pm 8 \text{ } ^\circ$



#### AJUSTES RECOMENDADOS

**SKF**

Página {página} de 3

Tolerancia del eje	f7
Tolerancia del soporte	H7

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica, sentido radial	C	0.72 kN
Capacidad de carga estática básica, sentido radial	$C_0$	2.25 kN
Factor de carga dinámica específica	K	80 N/mm
Factor de carga estática específica	$K_0$	250 N/mm
Factor según el tipo de material y rodamiento	$K_M$	480
Velocidad admisible de deslizamiento	v	min. m/s
Velocidad admisible de deslizamiento	v	max. 2 m/s
Coefficiente de fricción	$\mu$	min. 0.03
Coefficiente de fricción	$\mu$	max. 0.25

## MASA

Cojinete de fricción de masa	0.0002 kg
------------------------------	-----------

## Más información

<p>Detalles del producto</p> <p><a href="#">Diseños y versiones</a></p> <hr/> <p><a href="#">Datos de los cojinetes de fricción</a></p> <hr/> <p><a href="#">Diseño de las disposiciones de cojinetes de fricción</a></p> <hr/> <p><a href="#">Sistema de designación</a></p> <hr/>	<p>Información sobre ingeniería</p> <p><a href="#">Principios de selección y aplicación</a></p> <hr/>	<p>Herramientas</p> <p><a href="#">SKF Bearing Calculator (Herramienta SKF para el cálculo de rodamientos)</a></p> <hr/>
---	---	--

## ANEXO 6.

### COJINETE PCM 050705 E



Generado desde {sitio} el {fecha}



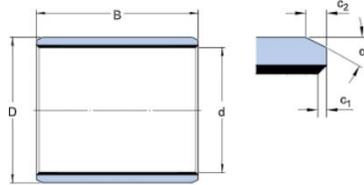
## PCM 050705 E

### Cojinetes de fricción

Datos de los cojinetes de fricción  
Tolerancias,  
Juego de funcionamiento

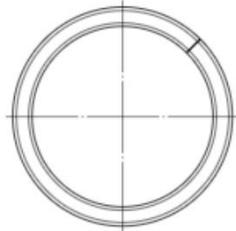
Diseño de las disposiciones  
de cojinetes de fricción  
Tolerancias de ejes y soportes

### Especificación técnica



### DIMENSIONES

d	5 mm
D	7 mm
B	5 mm
c <sub>1</sub>	min. 0.1 mm
c <sub>1</sub>	max. 0.6 mm
c <sub>2</sub>	min. 0.2 mm
c <sub>2</sub>	max. 1 mm
α	±8 20 °



### AJUSTES RECOMENDADOS



Página {página} de 3

Tolerancia del eje	f7
Tolerancia del soporte	H7

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica, sentido radial	C	2 kN
Capacidad de carga estática básica, sentido radial	C <sub>0</sub>	6.25 kN
Factor de carga dinámica específica	K	80 N/mm
Factor de carga estática específica	K <sub>0</sub>	250 N/mm
Factor según el tipo de material y rodamiento	K <sub>M</sub>	480
Velocidad admisible de deslizamiento	v	min. m/s
Velocidad admisible de deslizamiento	v	max. 2 m/s
Coefficiente de fricción	μ	min. 0.03
Coefficiente de fricción	μ	max. 0.25

## MASA

Cojinete de fricción de masa	0.0007 kg
------------------------------	-----------

## Más información

<p>Detalles del producto</p> <p><a href="#">Diseños y versiones</a></p> <hr/> <p><a href="#">Datos de los cojinetes de fricción</a></p> <hr/> <p><a href="#">Diseño de las disposiciones de cojinetes de fricción</a></p> <hr/> <p><a href="#">Sistema de designación</a></p> <hr/>	<p>Información sobre ingeniería</p> <p><a href="#">Principios de selección y aplicación</a></p> <hr/>	<p>Herramientas</p> <p><a href="#">SKF Bearing Calculator (Herramienta SKF para el cálculo de rodamientos)</a></p> <hr/>
---	---	--

## ANEXO 7.

### UNIDAD HIDRÁULICA



#### La Manera Más Inteligente de Obtener Mayor Productividad:

Parker ofrece equipos especializados, dedicados al diseño de sistemas, sub-sistemas y soluciones integrales para proveer la mejor solución a nuestros clientes.

Además de generar actividades de valor agregado relacionadas con: el incremento de la productividad, reducir el tiempo de producción, reducir el consumo de energía eléctrica, así como reducir el ruido y los tiempos muertos de producción.

#### Nosotros fabricamos Unidades de Potencia Hidráulica

Las unidades hidráulicas se ofrecen en diferentes configuraciones y capacidades. El rango de fabricación puede ir desde un producto estándar, hasta personalizar el equipo de acuerdo a las necesidades de nuestros clientes.

Parker fabrica toda clase de Unidades Hidráulicas.

Por favor tome sólo un instante para revisar la siguiente información acerca de nuestras capacidades:

Serie	Características						
	Tanque	Bomba de Engranés	Bomba de Pistones	Bloque de Válvulas	Flujo de la Bomba	Presión de Operación	Componentes Especiales
Dpak	5 Galones	•		•	0.9 a 2.7 GPM	3000 psi	•
Hpak	10 a 40 Galones	•		•	0.9 a 6.3 GPM	3000 psi	•
Vpak	10 a 40 & 80 Galones		•	•	7 a 36 GPM	3000 psi	•
Driven Mx	10 a 40 Galones	•	•	•	0.9 a 36 GPM	3000 psi	•
Oilayne 550	0.5 a 5 Galones	•		•	0.25 a 3 GPM	3000 psi	
Oilayne 165	1/8 a 1.5 Galones	•		•	0.05 a 0.5 GPM	3000 psi	
Oilayne 108	1/8 a 1.5 Galones	•		•	0.6 a 1.5 GPM	3000 psi	
Especiales	Cualquier Capacidad	•	•	•	Cualquier Capacidad	5000 psi	•

# ANEXO 8.

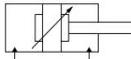
## CILINDRO HIDRÁULICO

Cilindro hidráulico (conforme a la norma ISO) 16 MPa **Serie CHSG**

### Características técnicas

Modelo	CHSG	
Funcionamiento	Doble efecto: vástago simple	
Fluido	Fluido hidráulico mineral general	
Presión nominal	16 MPa	
Presión máxima admisible	20 MPa	
Presión de prueba	24 MPa	
Presión mín. de trabajo	Con presión en el lado anterior	0.25 MPa
	Con presión en el lado posterior	0.15 MPa
Temperatura ambiente y de fluido	Sin imán	-10 a 80°C
	Con detección magnética	-10 a 60°C
Velocidad del émbolo	8 a 300 mm/s	
Amortiguación	Junta de amortiguación	
Tolerancia de rosca	JIS 6 g/6 H	
Tolerancia de longitud de carrera	100mm o menos	0 a +0,8 mm
	101 a 250 mm	0 a +1,0 mm
	251 a 630 mm	0 a +1,25 mm
	631 a 800 mm	0 a +1,4 mm

Símbolo



Referencias de las fijaciones de montaje de los detectores magnéticos

Modelo detector magnético	Diámetro (mm)			
	32	40	50, 63	80, 100
D-A5□/A6□*	BT-03	BT-04	BT-08	BT-16
D-A59W*				
D-F5□/J5□				
D-F5□W/J59W				
D-F5□F				
D-F5BAL				
D-F5NTL				
D-Z7□/Z80†	-	BMB4-050	B44-080	BS4-160

\* D-A5□/A6□/A59W/Z7□/A59W no puede montarse en ø32.

### Carrera estándar

Diámetro (mm)	Carrera estándar (mm)
32	25 a 800
40	25 a 800
50	25 a 800
63	25 a 800
80	25 a 800
100	25 a 1000

### Esfuerzo teórico

□ → SALIDA □ ← ENTRADA

Diámetro (mm)	Tamaño vástago (mm)	Sentido movimiento	Área efectiva (mm²)	Presión de trabajo (MPa)			
				3.5	7	10	16
32	18	SALIDA	804	2814	5628	8040	12864
		ENTRADA	549	1922	3843	5490	8784
40	22	SALIDA	1256	4396	8792	12560	20096
		ENTRADA	876	3066	6132	8760	14016
50	28	SALIDA	1963	6871	13741	19630	31408
		ENTRADA	1347	4715	9429	13470	21552
63	36	SALIDA	3117	10910	21819	31170	49872
		ENTRADA	2099	7346	14693	20990	33584
80	45	SALIDA	5026	17591	35182	50260	80416
		ENTRADA	3436	12026	24052	34360	54976
100	56	SALIDA	7853	27486	54971	78530	125648
		ENTRADA	5390	18865	37730	53900	86240

Estudio teórico (N) = Presión (MPa) x Área del émbolo (mm²)

### Peso

Diámetro (mm)		32	40	50	63	80	100	
Peso básico (Carrera 0)	Básico	B	1.60	3.20	4.70	7.80	14.7	20.8
	Escuadra transaxial	LA	1.80	4.00	5.70	8.65	17.0	23.3
	Brida delantera	FY	1.90	4.10	6.00	9.10	16.7	22.9
	Brida trasera	FZ	1.70	3.90	5.60	8.20	16.4	24.8
	Modelo de fijación oscilante macho	CA	1.60	3.40	5.60	8.20	16.4	24.8
	Fijación oscilante hembra	CB	1.60	3.40	5.60	8.20	16.4	24.8
	Muñón delantero	TA	1.70	3.40	5.20	8.40	15.9	22.5
	Muñón central	TC	1.90	3.90	5.80	9.40	18.2	25.4
	Peso adicional por cada 10 carreras			0.05	0.07	0.12	0.18	0.28



101

# ANEXO 9.

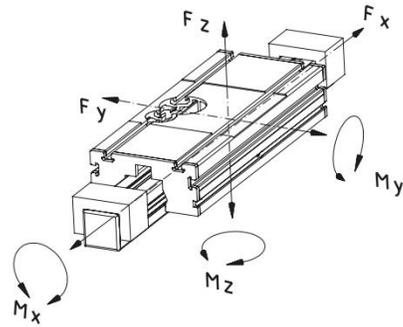
## UNIDAD LINEAL

### SQ ZST – Technical data



#### Load data\*

- F Force [N]
- M Moment [Nm]
- I Geometric moment of inertia [cm<sup>4</sup>]

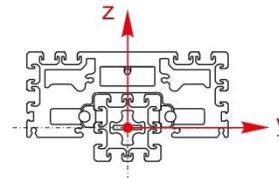


\* With reference to carriage (static values, guide element resting on full surface)

Type	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
SQ ZST 60	1132	2550	2550	99	171	171
SQ ZST 60 x 120		2550	2550	99	171	171
SQ ZST 80		2550	2550	124	201	201
SQ ZST 80 x 160		2550	2550	124	201	201

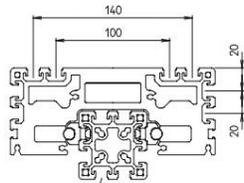
#### Geometric moment of inertia

Type	Iy	Iz
SQ ZST 60	51.2	51.2
SQ ZST 60 x 120	94.7	372.3
SQ ZST 80	155.3	155.3
SQ ZST 80 x 160	292.4	1090

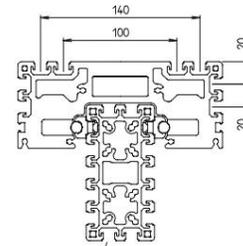


# SQ ZST – Versions

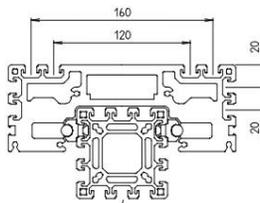
- Order instructions:**
- Longer travel lengths on request
  - Second non driven or independently driven carriage available on request



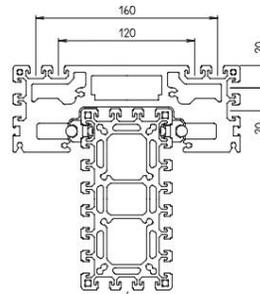
Profile F-60



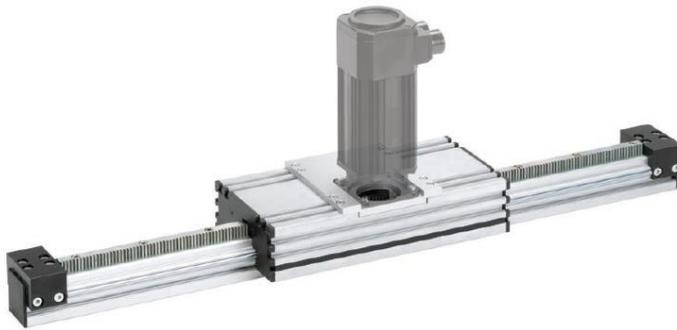
Profile F-60 x 120



Profile F-80



Profile F-80 x 160



Code No.	Type	Basic length	B1	B2	C	F	H	J	K1	K2	L1
FGA6060 _ A	SQ ZST 60	470	180	depending on engine	98	21.5	150	362	60	90	4
FGA6012 _ A	SQ ZST 60 x 120	470	180		158	81.5	150	362	60	90	4
FGA8080 _ A	SQ ZST 80	470	200		118	41.5	150	362	80	110	4
FGA8016 _ A	SQ ZST 80 x 160	470	200		198	121.5	150	362	80	110	4

----- Total length = basic length + travel [mm]

**For motor (see chapter "Motors and controls"):**

- C = RK-AC 240
- D = RK-AC 240 with gear unit
- E = RK-AC 470
- F = RK-AC 470 with gear unit
- I = 3-phase motor 90 W
- K = 3-phase motor 120W
- L = 3-phase motor 180W
- M = 3-phase motor 250W

# ANEXO 10.

## VENTOSAS

### Ventosas VAS-...-NBR

Hoja de datos

FESTO

Función



- ⊘ - Diámetro  
2 ... 125 mm
- | — - Temperatura  
-20 ... +80 °C



Datos técnicos generales												
Diámetro de la ventosa	[mm]	2	5	8	10	15	30	40	55	75	100	125
Conexión de vacío		M3	M5	M5	M5	G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>			
Posición de la conexión		Arriba										
Diámetro nominal	[mm]	1	1,5	2	2	3	3	4	4	4	4	7
Forma de la ventosa		Redonda, plana										
Tipo de fijación		Mediante conexión de vacío										
Posición de montaje		Indistinta										
Presión nominal de funcionamiento	[bar]	-0,7										
Fuerza de sujeción con presión nominal -0,7 bar	[N]	0,14	0,9	1,6	4,5	7,9	34	56	106	197	397	606
Diámetro de aspiración eficaz	[mm]	1,6	4	5,5	8	12	25	32	44	60	85	105
Volumen de las ventosas	[cm <sup>3</sup> ]	0,03	0,03	0,095	0,12	0,328	1,29	3,47	8,01	18,3	33,5	79,1
Compensación de altura	[mm]	0,5	0,5	0,9	1,1	1,2	1,9	3	3,5	3,5	3,5	6

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Tipo	VAS-...-NBR
Presión de funcionamiento	[bar] -0,95 ... 0
Fluido de trabajo	Aire atmosférico en concordancia con ISO 8573-1:2010 [7:--]
Temperatura ambiente	[°C] -20 ... +80
Clase de resistencia a la corrosión <sup>1)</sup>	2

1) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070  
 Válida para piezas expuestas a moderado peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

Materiales	
Tipo	VAS-...-NBR
Dureza Shore	55 ±5 (diámetro de la ventosa 2 ... 5 mm) 60 ±5 (diámetro de la ventosa 8 ... 15 mm) 70 ±5 (diámetro de la ventosa 30 ... 125 mm)
Ventosas	NBR Color: negro
Parte roscada	Acero de aleación fina (diámetro de la ventosa: 2 mm) Aleación de aluminio (diámetro de la ventosa: 5 y 10 mm) Latón (diámetro de la ventosa: 8, 15 y 30 mm) Fundición inyectada de cinc (diámetro de la ventosa: 40 ... 125 mm)
Características del material	Conformidad con RoHS

# ANEXO 11.

## RACOR

### Racores rápidos roscados QS, serie estándar

FESTO

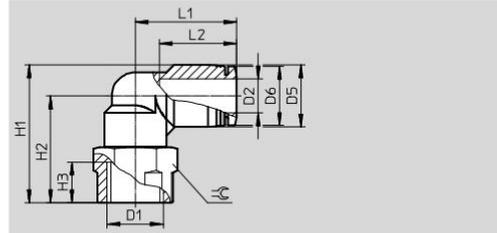
Hoja de datos

#### Racor rápido roscado en L QSLF

Rosca interior con hexágono exterior



Rosca G



Dimensiones y datos para efectuar los pedidos														
Conexión	Diámetro nominal	Para tubo de diámetro exterior	D5	D6	H1	H2	H3	L1	L2	≅	Peso/ unidad	Nº de art.	Tipo	PE <sup>1)</sup>
D1	[mm]	D2	∅	∅							[g]			
Rosca G														
G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	2,8	4	10	9,9	25	20	7	18,7	14,9	14	14	★ 153273	QSLF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -4-B	10
	4,2	6	12,5	11,8	26,8	20,5	7	20,3	17	14	15	★ 153274	QSLF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -6-B	10
	6	8	14,5	13,8	28,3	21	7	22,7	18,1	14	16	★ 153276	QSLF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -8-B	10
G <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	4,3	6	12,5	11,8	31,3	25	9,5	21,8	17	17	22	★ 153275	QSLF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -6-B	10
	6,7	8	14,5	13,8	32,3	25	9,5	23,7	18,1	17	24	★ 153277	QSLF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -8-B	10
	8	10	17,5	16,8	34,3	25,5	9,5	26	20,2	17	27	★ 153279	QSLF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -10-B	10
G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	6,7	8	14,5	13,8	34,8	27,5	11	24,7	18,1	21	33	★ 153278	QSLF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8-B	10
	8,3	10	17,5	16,8	37,3	28,5	11	27	20,2	21	36	★ 153280	QSLF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -10-B	10

1) Cantidad por unidad de embalaje

Programa básico de Festo

★ Por lo general, listo para envío desde fábrica en 24 h

☆ Por lo general, listo para envío desde fábrica en 5 días

## ANEXO 12.

### GENERADOR DE VACÍO

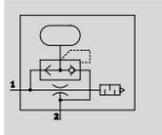
#### Generadores de vacío VN-A/M/B con funciones adicionales

FESTO

Hoja de datos

Función

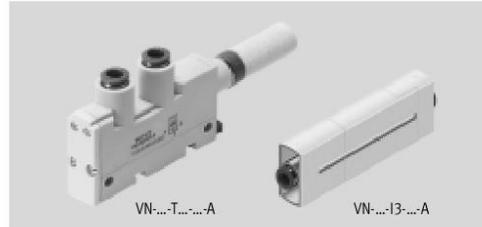
VN-A: estándar / en línea  
Impulso de expulsión neumático



VN-A

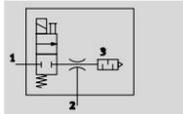
Temperatura  
0 ... +60 °C

Presión  
1 ... 8 bar



VN-M: estándar

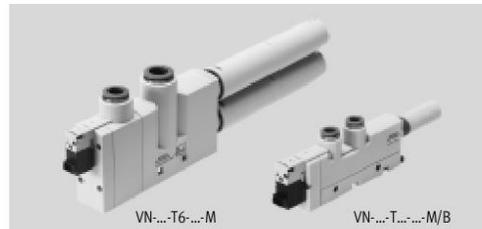
Electroválvula de cierre



VN-M / VN-B

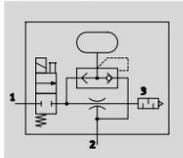
Temperatura  
0 ... +50 °C

Presión  
2 ... 8 bar



VN-B: estándar

Electroválvula de cierre,  
impulso de expulsión neumático



#### Datos técnicos generales: estándar

Construcción		En forma de T													
Tipo		VN-05			VN-07			VN-10			VN-14			VN-20	VN-30
Patrón	[mm]	14			14			14			18			24	24
Función integrada		A	M	B	A	M	B	A	M	B	A	M	B	M	M
Diámetro nominal de la tobera Laval	[mm]	0,45			0,7			0,95			1,4			2,0	3,0
Características del eyector		Alto vacío / Estándar H													
		Gran caudal de aspiración / Estándar L													
Conexión neumática 1	Racor rápido roscado	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-8	QS-8	QS-8	QS-10	QS-10
	Rosca interior	G1/8	-	-	G1/8	-	-	G1/8	-	-	G1/4	-	-	-	-
Conexión de vacío	Racor rápido roscado	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-8	QS-8	QS-8	QS-12	QS-12
	Rosca interior	G1/8	-	-	G1/8	-	-	G1/8	-	-	G1/4	-	-	-	-
Conexión neumática 3		Silenciador abierto													
Tipo de fijación (par de apriete máximo)		Con taladro pasante (0,5 Nm)												Con taladro pasante (0,8 Nm)	
		Con perfil DIN													
		Con accesorios													
Posición de montaje		Indistinta													
Sugerencia para la limpieza		Lejía jabonosa													

⚠ Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

# ANEXO 13.

## COMPRESOR

### Compresores de Pistón Aluminio

#### SERIE COMBA

#### COMPRESOR DE CORREAS

- › Potencia de 2 a 4 CV
- › Presión 10/11 bar
- › Depósitos: de 25 a 270 litros



Cabezales NS12 y NS19

- Baja Velocidad**  
Menor Velocidad Rotación 15%
- Baja Sonoridad**  
Menor Nivel Sonoro 3dB
- Baja Temperatura**  
Menor Temperatura Trabajo 30°C



Gama básica - 1 ETAPA

Código	Modelo	Cabezal	L	bar	HP	KW	rpm	l/min	dB (A)	dB (WA)	Volt.	ancho	largo	alto	Kg	€
4116 0240 71	COMBA 225 R II	NS12	27	10	2	1,5	1075	255	73	93	230/1/50	355	805	630	43	685
4116 0240 72	COMBA 225 R III	NS12	27	10	2	1,5	1075	255	73	93	400/3/50	355	805	630	43	725
4116 0240 73	COMBA 250 R II	NS12	50	10	2	1,5	1075	255	73	93	230/1/50	395	840	710	52	700
4116 0240 74	COMBA 250 R III	NS12	50	10	2	1,5	1075	255	73	93	400/3/50	395	840	710	52	770
4116 0240 75	COMBA 2100 R II	NS12	90	10	2	1,5	1075	255	73	93	230/1/50	485	970	835	63	770
4116 0240 76	COMBA 2100 R III	NS12	90	10	2	1,5	1075	255	73	93	400/3/50	485	970	835	63	865
4116 0240 89	COMBA 350 R II	NS12S	50	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	395	840	710	52	770
4116 0240 90	COMBA 350 R III	NS12S	50	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	395	840	710	52	815
4116 0240 91	COMBA 3100 R II	NS12S	90	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	485	970	835	63	815
4116 0240 92	COMBA 3100 R III	NS12S	90	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	485	970	835	63	900
4116 0240 87	COMBA 3200 II	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	440	1400	860	97	1.000
4116 0240 88	COMBA 3200 III	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	440	1400	860	97	1.040
4116 0240 93	COMBA 3200 R II	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	230/1/50	560	1400	930	97	1.085
4116 0240 94	COMBA 3200 R III	NS12S	200	10	3	2,2	1350	320	75	93	400/3/50	560	1400	930	97	1.115
4116 0241 03	COMBA 4200 R	NS19S	200	11	4	3	1400	476	76	96	400/3/50	560	1400	990	102	1.400
4116 0241 04	COMBA 4300	NS19S	270	11	4	3	1400	476	76	96	400/3/50	500	1490	970	113	1.400

R: Incluye ruedas

# ANEXO 14.

## MOTOR S.08-LAI63M6

© Siemens AG 2011

### MOTOX Geared Motors Worm geared motors

Geared motors up to 1.1 kW

#### Selection and ordering data

The selection tables show the most common variants and combinations. Other combinations can be selected using our MOTOX Configurator or made available on request.

Power rating $P_{\text{Motor}}$ kW (50 Hz)	Output speed $n_2$ (50 Hz) rpm	Output torque $T_2$ Nm	Service factor $f_B$	Gearbox ratio $i_{\text{tot}}$	Order No.	Order code (No. of poles)	Weight <sup>*)</sup> kg	
0.09	<b>S.28-LAI63M6</b>							
	8.5	46.2	1.6	100	2KJ1732 - ■BE13 - ■■A1	P01	8	
	10.6	41.0	2.1	80	2KJ1732 - ■BE13 - ■■B1	P01	8	
	14.2	34.5	2.8	60	2KJ1732 - ■BE13 - ■■C1	P01	8	
	<b>S.18-LAI63M6</b>							
	10.6	39.6	0.9	80	2KJ1731 - ■BE13 - ■■B1	P01	6	
	14.2	33.8	1.4	60	2KJ1731 - ■BE13 - ■■C1	P01	6	
	17	30.0	1.7	50	2KJ1731 - ■BE13 - ■■D1	P01	6	
	<b>S.08-LAI63M6</b>							
	14.2	29.9	0.8	60	2KJ1730 - ■BE13 - ■■C1	P01	5	
	17.0	26.8	1	50	2KJ1730 - ■BE13 - ■■D1	P01	5	
	21.2	23.5	1.3	40	2KJ1730 - ■BE13 - ■■E1	P01	5	
	0.12	<b>S.28-LAI63S4</b>						
		13.5	40.3	1.7	100	2KJ1732 - ■BC13 - ■■A1		8
		16.9	35.7	2.3	80	2KJ1732 - ■BC13 - ■■B1		8
22.5		29.9	2.7	60	2KJ1732 - ■BC13 - ■■C1		8	
27		26.5	3	50	2KJ1732 - ■BC13 - ■■D1		8	
33.8		22.9	3.4	40	2KJ1732 - ■BC13 - ■■E1		8	
45		18.5	4.1	30	2KJ1732 - ■BC13 - ■■F1		8	
<b>S.18-LAI63S4</b>								
16.9		34.8	1	80	2KJ1731 - ■BC13 - ■■B1		6	
22.5		29.5	1.5	60	2KJ1731 - ■BC13 - ■■C1		6	
27		26.2	1.7	50	2KJ1731 - ■BC13 - ■■D1		6	
33.8		22.6	2	40	2KJ1731 - ■BC13 - ■■E1		6	
45		18.2	2.4	30	2KJ1731 - ■BC13 - ■■F1		6	
54		15.9	2.5	25	2KJ1731 - ■BC13 - ■■G1		6	
67.5		13.5	3.2	20	2KJ1731 - ■BC13 - ■■H1		6	
90		10.6	4.1	15	2KJ1731 - ■BC13 - ■■J1		6	
135		7.4	5.7	10	2KJ1731 - ■BC13 - ■■K1		6	
193		5.4	7.6	7	2KJ1731 - ■BC13 - ■■L1		6	
270		3.9	10	5	2KJ1731 - ■BC13 - ■■M1		6	
<b>S.08-LAI63S4</b>								
22.5		26.4	0.88	60	2KJ1730 - ■BC13 - ■■C1		5	
27.0		23.5	1.1	50	2KJ1730 - ■BC13 - ■■D1		5	
33.8		20.5	1.4	40	2KJ1730 - ■BC13 - ■■E1		5	
45.0		16.9	1.7	30	2KJ1730 - ■BC13 - ■■F1		5	
54.0		14.8	1.9	25	2KJ1730 - ■BC13 - ■■G1		5	
67.5		12.7	2.2	20	2KJ1730 - ■BC13 - ■■H1		5	

Shaft designs, see page 6/13 ————— 1, 5 or 6  
 Frequency and voltage, see page 8/20 ————— 1 to 9  
 Gearbox housing mounting position, see page 6/15 ————— A, D, F or H  
 \*) Design: worm gearbox S with solid shaft

6

## ANEXO 15.

### RODAMIENTO BS2-2210-2RS/VT143

**SKF**

Generado desde {sitio} el {fecha}



#### BS2-2210-2RS/VT143

Producto popular  
SKF Explorer

#### Rodamientos de rodillos a rótula

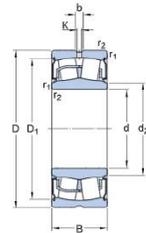
##### Datos de los rodamientos

Tolerancias,  
Normal, P6, P5, agujero cónico 1:12,  
agujero cónico 1:30,  
Juego radial interno,  
agujero cilíndrico, agujero cónico

##### Interfaces del rodamiento

Tolerancias de los asientos  
para condiciones estándares,  
Tolerancias y ajuste resultante

#### Especificación técnica

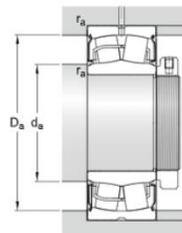


#### DIMENSIONES

d	50 mm
D	90 mm
B	28 mm
d <sub>2</sub>	≈ 58.1 mm
D <sub>1</sub>	≈ 82.3 mm
b	6 mm
K	3 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1 mm

#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	min. 57 mm
d <sub>a</sub>	max. 58 mm
D <sub>a</sub>	max. 83 mm
r <sub>a</sub>	max. 1 mm



**SKF**

Página {página} de 4

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	107 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	108 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	11.8 kN
Velocidad límite		3200 r/min
Factor de cálculo	e	0.24
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	2.8
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	4.2
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	2.8

## MASA

Rodamiento de masa		0.7 kg
--------------------	--	--------

## ANEXO 16.

### RODAMIENTO W 6210-2RS1

SKF

Generado desde [sitio] el [fecha]



## W 6210-2RS1

Producto popular

### Rodamientos rígidos de bolas

#### Datos de los rodamientos

Tolerancias,  
Normal (métrica), P6, P5, Normal (en  
pulgadas),

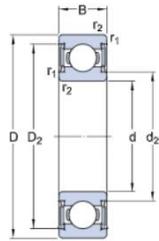
Juego radial interno,

Pares de rodamientos apareados,  
Acero inoxidable  $d < 10$  mm, Otros  
rodamientos

#### Interfaces del rodamiento

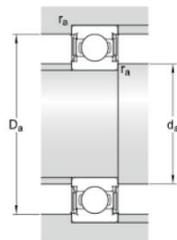
Tolerancias de los asientos  
para condiciones estándares,  
Tolerancias y ajustes resultantes

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	50 mm
D	90 mm
B	20 mm
d <sub>2</sub>	≈ 60 mm
D <sub>2</sub>	≈ 82.15 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1 mm



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	min. 55 mm
d <sub>a</sub>	max. 59.5 mm
D <sub>a</sub>	max. 83.5 mm
r <sub>a</sub>	max. 1 mm

SKF

Página [página] de 4

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	30.2 kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	23.2 kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	0.98 kN
Velocidad límite		4800 r/min
Factor de cálculo	$k_r$	0.03
Factor de cálculo	$f_0$	14.4

## MASA

Rodamiento de masa		0.45 kg
--------------------	--	---------

## ANEXO 17.

### APORTES DEL PROYECTO

Debido al cambio climático el mundo ha empezado a reinventar la forma en que se obtienen las materias primas, en donde se encuentra el aprovechamiento de residuos de diferentes tipos. Muchos de los recursos que invierten en investigación van enfocados a esta temática, buscando alternativas que logren recuperar las materias primas en su mayor cantidad. En la búsqueda de información se encuentra que en el país se están implementando proyectos importantes en donde los paneles solares son protagonistas, además de que en muchos hogares también se emplea este dispositivo para generar parte de la energía eléctrica que consumen, sin embargo, su disposición final es en vertederos.

Pensando en esta situación y contribuyendo a las proyecciones del gobierno colombiano, se pensó en una propuesta en donde se aproveche el aluminio de los paneles solares, realizando un proceso de reciclaje y reutilización apropiado para este. Luego de una búsqueda de información, se encontró que este metal representa un ingreso importante para el país, destacando el hecho que el aluminio procesado en su mayoría proviene de fuentes secundarias, es decir, reciclado, por lo cual, retirar el marco de aluminio de los paneles solares contribuye a la economía del país.

La ayuda a la economía del país es uno de los muchos beneficios que podría traer un proyecto de estas características ya que actualmente los proveedores de paneles solares deben hacerse cargo de estos cuando finalizan su vida útil, recojiéndolos y almacenándolos en bodegas hasta conseguir una cantidad mínima que pueda ser embarcada hacia el continente europeo donde posteriormente se realiza el proceso de reciclaje. Este proyecto busca reducir los costos de reciclaje de los paneles solares brindando una alternativa para el reciclaje del marco de aluminio en primera instancia y que servirá como primer paso para el establecimiento de una planta que realice la totalidad del proceso de reciclaje de los paneles solares.

Es el inicio de una iniciativa que plantea cambiar la forma en que se estima la vida útil de dispositivos que generan energías limpias y funciona como incentivo para aquellas personas que incursionan en el mercado de la energía solar, impulsando el crecimiento

de la utilización de energías sustentables. La disminución de los costos de disposición de paneles solares contribuiría en la disminución de los costos de adquisición de las tecnologías haciendo más inclusivo el mercado para diferentes sectores de la sociedad.

## ANEXO 18.

### RECOMENDACIONES

- En este proyecto se propone una alternativa para el reciclaje del aluminio de paneles solares, sin embargo, no se descarta que se puedan tener más alternativas que den solución a este problema. Dentro de las alternativas evaluadas se proponen dos métodos más, los cuales pueden representar una opción viable ante esta situación.
- En el sistema de sujeción se propone que el motor que da el giro a la matriz de ventosas tenga rotación en ambos sentidos, esto con el fin de evitar que las mangueras se enreden entre si luego de esta operación. Este problema puede ser solucionado por medio de la implementación de calibradores neumáticos que agrupen las mangueras y sirva como distribuidor de vacío a todas las ventosas.
- Dentro de este proyecto se entrega un plano de un circuito electrohidráulico y electroneumático, sin embargo, para simplificar la automatización del proceso se puede implementar un PLC con el propósito de mejorar el nivel de respuesta del sistema de control y disminuir la utilización de cableado eléctrico para este fin.
- Con el fin de disminuir los costos de la máquina, se puede evaluar otra alternativa para el sistema de sujeción. Se propone un sistema basado en la fricción que sea accionado por un cilindro hidráulico. Esta alternativa elimina procesos manuales, aumentando el nivel de autonomía del funcionamiento de la máquina.
- El fabricante del generador de vacío ofrece la opción de integrar un vacuostato en el sistema con el fin de tener un feed back de la generación de vacío en las ventosas, permitiendo ejercer un control estricto del funcionamiento de estas.

Implementar una cubierta de protección alrededor de los engranajes de la pinza que no interfiera en el funcionamiento de los sistemas de transmisión de potencia, así como en el movimiento de los mecanismos de 4 barras, esto con el fin de proteger estos elementos de impurezas que se puedan desprender del módulo mientras se realiza la operación.